

E 4524

R
0

BULETINUL
INSTITUTULUI POLITEHNIC
DIN BRAȘOV

Vol. XII-1970

Seria A Mecanică

L:083010



BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAȘOV

Seria A — Mecanică
Vol. XII

1970

COLEGIUL DE REDACȚIE :

Prof. dr. ing. **Nițescu Gheorghe** (președinte), prof. dr. doc. **Negulescu Emil**, conf. **Lupu Ioan**, prof. dr. **Stănescu Victor**, prof. dr. ing. **Untaru Marin**, **Ionescu Gheorghe**
(redactor responsabil).

COMITETUL DE REDACȚIE :

Prof. dr. ing. **Alexandru Ștefan**, conf. **Andreescu Vasile**, prof. ing. **Coșereanu Ion**, prof. dr. **Costea Constantin**, prof. dr. ing. **Deutsch Ioan**, conf. dr. **Filipescu Gheorghe**, prof. dr. ing. **Nicolaide Andrei**, conf. dr. **Parascan Darie**, conf. ing. **Tudoran Petre**, conf. dr. ing. **Vajda Alexandru**, prof. dr. ing. **Vulcu Vasile**.

Materialele au fost predate la redacție
în data de 25 ianuarie 1970

S U M A R

MATEMATICI

	Pag.
A. Drăgulănescu : Asupra drumurilor Hamilton într-un graf — — — —	1
M. Vidrașcu : Extinderea determinantului Soreau la ecuațiile cu patru variabile — — — — —	3
N. Tița : Teorema lui Schauder pentru alți operatori decât cei compacți —	7
Gh. Atanasiu : Asupra transformărilor compuse în sens Norden — — —	11

ELECTROTEHNICA, ELECTRONICA

A. Nicolaide, A. Gogoiu, M. Țața : Pompă electromagnetică pentru metale lichide — — — — —	17
E. Micu : Program pentru calculul cuplului motorului sincron la turație variabilă cu calculatorul electronic numeric — — — — —	29
E. Dimboiu, W. Szabo : Asupra metodei matriceale de rezolvare a circuitelor electrice — — — — —	37
I. Deaconescu : Motor asincron cu rotor în scurtcircuit cu turație continuu variabilă — — — — —	45
G. Marga : O nouă metodă de determinare a coeficienților funcției de transfer a elementelor sistemelor automate considerind caracteristicile de frecvență — — — — —	53
W. Szabo : Sensibilitatea și convergența punților cu comparator magnetic de curent — — — — —	59

MECANICA, REZISTENȚA MATERIALELOR, TEORIA MECANISMELOR

I. Coșereanu, V. Olariu, P. Sima, A. Talpoși : Caracteristica elastică a suspensiei locomotivei electrice 060 EA — — — — —	65
I. Goia : Eforturi unitare din unele inele solicate la încovoiere — — —	73
C. Rădulescu : Studiul unor variante ale mecanismului patruleter spațial	83
P. Alexandru : Studiu privind cinematica direcției vehiculelor rutiere —	93
A. Jula : Analiza structurală a mecanismelor de direcție ale tractoarelor pe șenile — — — — —	103
E. Marga, Gh. Marga : Studiul regiunilor dinamice de funcționare ale benzilor transportoare de lungime mare — — — — —	115

TERMOTEHNICA — HIDRAULICA

V. Hoffmann, A. Todicescu : Procedee indirecte de calcul ale coeficienților de modificări molare din procesele de ardere ale motoarelor cu ardere internă — — — — —	125
V. Șova : Studiul schimbului de căldură și de masă în stratul limită, la suprafețele plane de evaporare, în convecție forțată — — — — —	133
A. Todicescu, G. Turzo : Studii privind randamentul difuzoarelor plane pentru lichide — — — — —	145
V. Benche, L. Benche : Contribuții la sinteza caracteristicilor funcționale în regim permanent ale servomecanismelor hidraulice — — — —	153

CONSTRUCȚIA DE AUTOMOBILE ȘI TRACTOARE

Gh. Nițescu, P. Sima : Dinamica cutiilor de viteze ale tractoarelor — —	163
M. Untaru : Studiul transmisiei de căldură în motorul cu aprindere prin scînteie — — — — —	177

	Pag.
Gh. Bobescu, Gh. Pereş, Gh. Radu, R. Rădulescu : Influenţa secţiunii canalului de încălzire a conductei de admisie asupra încălzirii amestecului la motorul SR-211 — — — — —	201
Gh. Radu : Studiul vaporizării benzinei la motoarele cu aprindere prin scînteie — — — — —	211
F. Tănase : Cercetări privind distribuţia gazelor motoarelor cu ardere internă cu piston — — — — —	219
D. Abăitancei : Studiul oscilaţiilor de presiune în colectorul de admisie la motorul în patru timpi — — — — —	229
M. Untaru, V. Cîmpeanu, N. Seitz : Studiul dinamicităţii şi economicităţii autobuzelor româneşti echipate cu diferite transmisii — — — — —	239
I. Drăghici, A. Jula, E. Chişu : Posibilităţi de îmbunătăţire a confortabilităţii autocamioanelor româneşti — — — — —	251
P. Sima : Vibraţiile angrenajelor cutiilor de viteze ale automobilelor — — — — —	261
M. Moşu : pulsaţiile şi formele oscilaţiilor proprii de răsucire la arborele cotit al motorului D-103 — — — — —	269
I. Deutsch, V. Olariu : Determinarea reacţiilor dinamice dintre cale şi roţile autocamionului în regimul derapării în curbă — — — — —	275
V. Olariu : Asupra caracteristicii elastice a suspensiei progresive cu frecvenţe impuse — — — — —	285
E. Ionescu : Ecuatiile diferenţiale ale mişcării laterale a autotrenului cu semiremorcă la deplasarea în curbă — — — — —	293
Gh. Deliu : Asupra stabilităţii micilor oscilaţii ale masei suspendate a automobilului — — — — —	301
St. Năstăsoiu : Stabilirea expresiei analitice a curbei patinării tractoarelor pe roţi — — — — —	307
S. Popescu : Studiul solicitărilor dinamice din transmisia tractorului U-650 cu ajutorul calculatorului analogiei — — — — —	317
C. Dumitrescu, Tr. Ghinea : Studiul privind avantajele adaptării la cositori, secerători şi combine — — — — —	329

TEHNOLOGIA CONSTRUCŢIEI DE MAŞINI

P. Tudoran, I. Giacomelli, V. Fiterău, R. Cosma : Cercetări privind influenţa carbonitrurării şi a regimului de tratament termic după carbonitrurare asupra rezistenţei la uzură a oţelului 15 CO 8 — — — — —	337
Gh. Ionescu, D. Costescu, L. Scorobeşiu, V. Popovici : Consideraţiuni privind sudabilitatea aliajelor Al-Mg după procedeul W.I.G. — — — — —	345
C. Wanyorek : Procedeul şi maşină pentru prelucrarea plastică spaţială — matriţarea spaţială — — — — —	361
E. Jakab, V. Popovici : Studiu critic asupra sistemelor de prindere, izolare şi răcire ale capetelor de electrozi de la cuptoarele electrice cu arc, utilizate la elaborarea oţelurilor — — — — —	367
L. Sauer, Gh. Drăghici, I. Popescu, M. Gurgui, N. Ivan : Studiul variaţiei forţei axiale şi a momentului de torsiune la burghierea aliajului ZT AL4 Cu1 — — — — —	375
Gh. Drăghici, C. Todor : Sistemul de clasificare U.H.B. — — — — —	381
S. Chiriacescu : Noţiunea de stabilitate globală în dinamica prelucrărilor pe maşinile-unelte — — — — —	391
A. Vaida, S. Chiriacescu : Studiul măririi preciziei cinematice a maşinii de frezat roţi dinţate FD-500 — — — — —	397
Gh. Obaciu : Mecanism de avans cu comandă autoadaptivă electronică pentru maşinile de electroeroziune — — — — —	405

	Pag.
Gh. Boangiu : Influența reglării automate a regimului de aşchiere asupra preciziei de prelucrare — — — — —	411
Gh. Secară : Un nou criteriu de apreciere a capacității de aşchiere a discurilor abrazive — — — — —	419
V. N. Ivan, Gh. Boncoi : Privitor la calculul regimurilor de aşchiere pe strunguri automate multiaxe — — — — —	427
M. Ivan, G. Rusan : Studiul posibilităților de autoreglare a vitezelor de avans pe cale hidraulică, la mașinile-unelte de prelucrat electrolitic — —	439
I. Tureac : Considerații asupra creșterii productivității pieselor mecanice cu manivelă prin echiparea acestora cu cuplaje planetare. — — — —	445
I. Oprei : Determinarea intensității corelației dintre progresul tehnic, calificarea muncitorilor și productivitatea muncii — — — — —	451

S U M M A R Y

MATHEMATICS

	Pag.
A. Drăgulănescu : With regard to the Hamilton paths in a graph — — —	1
M. Vidrașcu : The extension of the Soreau-Determinant to the equations with four variables — — — — —	3
N. Tița : Schauder — theoreme for other than compact operators — — —	7
Gh. Atanasiu : About the transformations composed in the Norden sense — —	11

ELECTROTECHNICS, ELECTRONICS

A. Nicolaide, A. Gogioiu, M. Țața : Electromagnetic Pump for liquid metals —	17
E. Micu : A digital computer program for the determination of variable frequency operated synchron motor torque — — — — —	29
E. Dîmboiu, W. Szabo : About the matrix-resolutions method of electrical networks — — — — —	37
I. Deaconescu : Asynchron machine with short-circuit rotor and continous variable speed — — — — —	45
G. Marga : A new method for determination the transfer function coefficients of the automatical system elements considering the frequency characteristics — — — — —	53
W. Szabo : Sensibility and convergence of bridges with magnetic current comparator — — — — —	59

MECANICS, STRENGTHS OF MATERIALS, THEORY OF MECHANISMS

I. Coșereanu, V. Olariu, P. Sima, A. Talpoși : The elastic characteristic of the suspension of the 060 EA electric locomotive — — — — —	65
I. Goia : Stresses in some bended rings — — — — —	73
C. Rădulescu : Study of some variants of the space quadrilate mecanism —	83
P. Alexandru : Study concerning the cinematiks of the steering of road engines — — — — —	93
A. Jula : Structural analysis of the steering gears of the caterpillar tractors	103
E. Marga, Gh. Marga : Study about the dynamic regime of the conveying belts — — — — —	115

THERMOTECHNICS, HYDRAULICS

V. Hoffmann, A. Todicescu : Indirect methods to calculate the motor modification coefficients of combustion processes in internal combustion engines — — — — —	125
V. Șova : Study of the exchange of heat and mass in the boundary layer on plane evaporation surfaces in forced convection — — — — —	133
A. Todicescu, G. Turzó : Studies concerning the efficiency of plane diffuser for liquids — — — — —	145
V. Benche, L. Benche : Contributions to the synthesis of the functional characteristics in permanent regime of hydraulic servomechanisms — —	153

CONSTRUCTION OF MOTOR-CARS AND TRACTORS

Gh. Nițescu, P. Sima : The dynamics of tractor gear boxes — — — —	163
M. Untaru : Study of the heat transmission in the spark ignition engine —	177
Gh. Bobescu, Gh. Pereș, Gh. Radu, R. Rădulescu : The influence of the section of the heating channel of the intake manifold upon heating of the mixture for the SR-211 engine — — — — —	201
Gh. Radu : Study about the vaporisation of the gasoline in the spark ignition engines — — — — —	211
F. Tănase : Researches regarding the gas distribution of the piston internal combustion engines — — — — —	219

	Pag.
D. Abăitancei : Study of the pressure waves in the inlet manifold of the four-stroke engine — — — — —	229
M. Untaru, V. Cimpian, N. Seitz : The dynamics and economicity study of the Romanian buses outfitted with various transmissions — — — —	239
I. Drăghici, A. Jula, E. Chișu : Some possibilities to improve the confortability of Romanian trucks — — — — —	251
P. Sima : The vibrations of the gears in gear boxes of motorcars — — —	261
M. Moșu : About the natural frequencies of the crankshaft by the D-103 engine — — — — —	269
I. Deutsch, V. Olariu : About the dynamic reactions between the ground and the automobile-wheels during slipping in the curve — — — — —	275
V. Olariu : About the elastic characteristic of the progressive suspension by imposed frequencies — — — — —	285
E. Ionescu : The differential equations of the side-motion of the tractor with semitrailer for displacement in the curve — — — — —	293
Gh. Deliu : About the stability of the sprung mass movements of an automobile — — — — —	301
St. Năstăsoiu : Determination of the analytical expression of the slipping curve for wheeled tractors — — — — —	307
S. Popescu : A study of the dynamic strains from transmission of the U-650 tractors with analog computers — — — — —	317
C. Dumitrescu, T. Ghinea : A study regarding the advantages of the tape cutting device. Possibility of the adaption on moving machines, harvesting machines and combines — — — — —	329

TECHNOLOGY OF MECHANICAL ENGINEERING

P. Tudoran, I. Giacomelli, V. Fiterău, R. Cosma : Investigations regarding the influence of the carbonitriding and of the heat treatment regime after the carbonitriding on the wear resistance of the 15CO8 steel —	337
Gh. Ionescu, D. Costescu, L. Scorobățiu, V. Popovici : Considerations about the weldability of Al-Mg alloys with TIG welding — — — — —	345
C. Wanyorek : Proceeding and machine for space aging plastic deformation spacestamping — — — — —	361
E. Iakab, V. Popovici : Critical study about the fixing clips, electrical isolation and cooling systems of carbon electrode heads of the electric arc furnace utilized at steel-making — — — — —	367
L. Sauer, Gh. Drăghici, I. Popescu, M. Gurgui, N. Ivan : Study of the variation of the axial force and torsional moment of drilling machining of ZTAL 4 Cu 1 alloy — — — — —	375
Gh. Drăghici, C. Tudor : The system of UHB classification — — — — —	381
S. Chiriacescu : Global stability notion in dynamic of the machining processes — — — — —	391
A. Vaida, S. Chiriacescu : Study about increase cinematics accuracy of the generating machine type FD-500 — — — — —	397
Gh. Obaciu : Electronical selfcontrolled feeding mechanism for controlled pulses electroerosive machine-tools — — — — —	405
Gh. Boangiu : The influence of selfcontrolling cutting conditions on machining accuracy — — — — —	411
Gh. Secară : A new criterion to appreciate the cutting capacity of abrasive discs. — — — — —	419
M. Ivan, Gh. Boncoi : Concerning the calculation of cutting rates in multi-spindle automatic lathes — — — — —	427
M. Ivan, G. Rusan : Study of the possibility of self-controlling feeding speeds hydraulically in electrolytically working machine-tools — — — — —	439
I. Tureac : Considerations regard to the increase of the productivity of the deep drawing presses by their fitting with planetary couplings — —	445
I. Oprei : Determination of the correlation of intensity among the technical progress, the workers' skill and the productivity — — — — —	451

SOMMAIRE

MATHÉMATIQUES

	Page
A. Drăgulănescu : Sur les chemines Hamilton dans un graphe — — —	1
M. Vidraşcu : L'extension du déterminant Soreau pour les equations à quatre variables — — — — —	3
N. Tiţa : Le théorème de Schauder pour d'autres operateurs les compacts —	7
Gh. Atanasiu : Sur les transformations composées au sens de Norden — —	11

ELECTROTECHNIQUE ET ELECTRONIQUE

A. Nicolaide, A. Gogioiu, M. Ţaţa : Pompe électromagnétique pour métaux liquides — — — — —	17
E. Micu : Programme pour le calcul du couple du moteur synchrone, dans le cas d'un nombre de tours variable, par le calculateur électronique numérique — — — — —	29
E. Dîmboiu, W. Szabo : Sur la méthode matricielle de resolution des circuits électriques — — — — —	37
I. Deaconescu : Machine asynchrone à rotor en court-circuit et a vitesse variable d'une manière continu — — — — —	45
G. Marga : Une nouvelle méthode de determination des coefficients de la fonction de transfert des éléments des systèmes automatiques en considérant les caractéristiques de fréquence — — — — —	53
W. Szabó : Sensibilité et convergence des circuits-pont avec comparateur magnétique de courant — — — — —	59

MÉCANIQUE, RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX, THÉORIE DES MÉCANISMES

I. Coşereanu, V. Olariu, P. Sima, A. Talpoşi : Sur la caractéristique élastique de la suspension de la locomotive électrique 060 EA — — — —	65
I. Goia : Sur les tensions des anneaux sollicitées à flexion — — — — —	73
C. Rădulescu : L'étude des nouveaux variantes du mécanism quadrialatere	83
P. Alexandru : Études concernant la cinématique de la direction des véhicules automobiles routiers — — — — —	93
A. Jula : L'analyse structurale des mécanismes de direction par les tracteurs à chenilles — — — — —	103
E. Marga, Gh. Marga : L'étude des régimes dynamiques de fonctionnement des bandes transporteuses — — — — —	115

THERMOTECNIQUE ET HIDRAULIQUE

V. Hoffmann, A. Todicescu : Procédés indirects pour calculeur les coefficients des modifications molaires des procesus des combustion des moteurs à combustion interne — — — — —	125
V. Şova : Étude concernant l'échange de chaleur et de masse dans la couche limite sur les surfaces planes d'évaporation en convection forcée — —	133
A. Todicescu, G. Turzo : Études concernant le rendement des diffuseurs pour liquides — — — — —	145
V. Benche, L. Benche : Contributions à la synthèse des caractéristiques fonctionnelles en régime permanent des servomécanismes hydrauliques —	153

CONSTRUCTION D'AUTOMOBILES-TRACTEURS

Page

Gh. Nițescu, P. Sima : La dynamique des boîtes de vitesses des tracteurs —	163
M. Untaru : L'étude du transfert de cheleur dans le moteur aux allumage par étincelle — — — — —	177
Gh. Bobescu, Gh. Pereș, Gh. Radu, R. Rădulescu : L'influence de la section du canal de chauffage de la pipe d'admission sur la chauffage du mélange combustible dans le moteur SR-211 — — — — —	201
Gh. Radu : L'étude de la vaporisation de l'essence dans le moteur Otto —	211
Fr. Tănase : Recherches sur la distribution des gaz des moteurs à combustion interne — — — — —	219
D. Abăitancei : L'étude des oscilations de pression dans le colecteur d'admission à la moteur à quatre temps — — — — —	229
M. Untaru, V. Cîmpian, N. Seitz : L'étude de la dinamicité et de l'économie des autobus roumains équipées par différentes transmissions — —	239
I. Drăghici, A. Jula, E. Chișu : Des possibilités d'amélioration de la confortabilité des autocamions roumains — — — — —	251
P. Sima : Les vibrations des engrenages des boîtes des vitesses des automobiles — — — — —	261
N. Moșu : Determinations des pulsations propres de torsion du villbroquen chez le moteur D-103 — — — — —	269
I. Deutsch, V. Olariu : Sur les réactions dynamiques pneu-routs dans le régime du derapage en courbe — — — — —	275
V. Olariu : Sur la caractéristique élastique de la suspension progressive à frequences imposses — — — — —	285
E. Ionescu : Les équations differentielles du mouvement lateral du tracteur-automobile a demi-remarque dans le deplacement en courbe — — —	293
Gh. Deliu : Sur la stabilité des petits mouvements de la masse suspendue de l'automobile — — — — —	301
St. Năstăsoiu : La determination de l'expression analytique de la courbe du glissement pour les tracteurs à rôues — — — — —	307
S. Popescu : L'étude des sollicitations dynamique de la transmission du tracteur U-650 a l'aide des calculateurs analogiques — — — — —	317
C. Dumitrescu, Tr. Ghinea : Étude sur les avantages de l'appareil à ruban et possibilités d'emploi aux fancheuses, moissonneuses et moissonneuses-batteuses — — — — —	329

TECHNOLOGIE DE CONSTRUCTION DES MACHINES

P. Tudoran, I. Giacomelli, V. Fiterău, R. Cosma : Recherches concernant l'influence de la carbonitruration et du régime de traitement thermique après la carbonitruration sur la résistance à l'usure de l'acier 15CO8	337
Gh. Ionescu, D. Costescu, L. Scorobețiu, V. Popovici : Considérations sur la soudabilité des alliages AL-MG selon le procédé TIG — — — — —	345
C. Wanyorek : Procédé et machine pour la déformation plastique spaciale — la matriçage spaciale — — — — —	361
E. Jakab, V. Popovici : Étude critique sur les systèmes de fixation, d'isolations et de refroidissement des bouts des electrods, appartenant aux fours électriques à l'arc, utilisée à l'élaborations de l'aciers — — — — —	367
L. Sauer, Gh. Drăghici, I. Popescu, M. Gurgui, N. Ivan : L'étude de la variation de la force auxilliaire et du moment de torsion au perçage d'alliage ZT AL 4 Cu 1 — — — — —	375
Gh. Drăghici, C. Todor : Le système de classification U.H.B. — — — — —	381

S. Chiriacescu : La motion de global-stabilité du régime des complaux — —	391
A. Vajda, S. Chiriacescu : L'étude sur la levage de précision cinématique du machine à tailler par fraiseuse type FD-500 — — — — —	397
Gh. Obaciu : Mécanisme électronique d'avance avec autocontrôle pour les machines outile travaillant par électroérosion — — — — —	405
Gh. Boangiu : L'influence du réglage automatique du régime de coupe sur la précision d'usinage — — — — —	411
Gh. Secară : Un nouveau critère d'appréciation de la capacité de coupe à disques abrasifs — — — — —	419
N. Ivan, Gh. Boncoi : Concernant le calcul du régime de coupe utilisé aux tours automatiques multibroches — — — — —	427
M. Ivan, G. Rusan : L'étude des possibilités d'autorégulation hydraulique des vitesses d'avance pour les machines d'usinage électrolytique — — —	439
I. Tureac : Considérations sur l'argumentation de nombres des tours des presses d'emboutissage à manivelle par leur équipement par accouplements planétaires — — — — —	445
I. Oprei : La détermination de l'intensité de la corrélation d'entre le progrès technique, la qualification des travailleurs et la productivité du travail	451

TECHNOLOGIE DE CONSTRUCTION DES MACHINES

G. Todoran, I. Gheorghe, Y. Fălcăuș, E. Cărmăș : Recherches sur le régime de la construction et de la construction — — — — —	457
G. Todoran, I. Gheorghe, Y. Fălcăuș, E. Cărmăș : Recherches sur la construction des machines — — — — —	461
E. Todoran, I. Gheorghe, Y. Fălcăuș, E. Cărmăș : Recherches sur la construction des machines — — — — —	465
E. Todoran, I. Gheorghe, Y. Fălcăuș, E. Cărmăș : Recherches sur la construction des machines — — — — —	469
E. Todoran, I. Gheorghe, Y. Fălcăuș, E. Cărmăș : Recherches sur la construction des machines — — — — —	473
E. Todoran, I. Gheorghe, Y. Fălcăuș, E. Cărmăș : Recherches sur la construction des machines — — — — —	477
E. Todoran, I. Gheorghe, Y. Fălcăuș, E. Cărmăș : Recherches sur la construction des machines — — — — —	481
E. Todoran, I. Gheorghe, Y. Fălcăuș, E. Cărmăș : Recherches sur la construction des machines — — — — —	485
E. Todoran, I. Gheorghe, Y. Fălcăuș, E. Cărmăș : Recherches sur la construction des machines — — — — —	489
E. Todoran, I. Gheorghe, Y. Fălcăuș, E. Cărmăș : Recherches sur la construction des machines — — — — —	493

INHALTSVERZEICHNIS

MATHEMATIK

	Seite
<i>A. Drăgulănescu</i> : Über die Hamilton-Wege in einem Graphen — — —	1
<i>M. Vidraşcu</i> : Die Ausdehnung der Soreau-Determinante auf Gleichungen mit einer Variablen — — — — — — — — — —	3
<i>N. Tiţa</i> : Der Schauder-Lehrsatz für nicht kompakte Faktoren — — — —	7
<i>Gh. Atanasiu</i> : Zusammengesetzte Transformatoren im Sinne Norden — —	11

ELEKTROTECHNIK, ELEKTRONIK

<i>A. Nicolaide, A. Gogoiu, M. Ţaşa</i> : Elektromagnetische Pumpe für flüssige Metalle	— — — — —	17
<i>E. Micu</i> : Ein Digitalrechnerprogramm für die Drehmomentberechnungen des frequenzgesteuerten Synchronmotors	— — — — —	29
<i>E. Dimboiu, W. Szabo</i> : Über die matrizielle Methode der elektrischen Stromkreis-Lösung	— — — — —	37
<i>I. Deaconescu</i> : Asynchronmaschine mit Käfiganker und kontinuierlich veränderlicher Drehzahl	— — — — —	45
<i>G. Marga</i> : Eine neue Methode zur Bestimmung der Koeffizienten der Übertragungsfunktion der Elemente automatischer Systeme auf Grund der Frequenzcharakteristiken	— — — — —	53
<i>W. Szabo</i> : Sensibilität und Konvergenz von Messbrücken mit magnetischem Stromvergleich	— — — — —	59

MECHANIK, FESTIGKEITSLEHRE, GETRIEBELEHRE

1. Coşereanu, V. Olariu, P. Sima, A. Talpoş :	Die Elastizitäts- Charakteristik der Federung der elektrischen Lokomotive 060EA — — —	65
I. Goia :	Spannungen in einigen auf Biegung beanspruchten Ringen — —	73
C. Rădulescu :	Studium einiger Varianten des räumlichen Vierechmechanismus	83
P. Alexandru :	Studium der Lenkkinematik von Strassenfahrzeugen — —	93
A. Jula :	Strukturanalyse der Lenkmechanismen bei Raupenschleppern — —	103
E. Marga, Gh. Marga :	Studium über das dynamische Verhalten von For- derbändern — — — — — — — — — — — — — — —	115

WÄRME, TECHNIK, HYDRAULIK

V. Hoffmann, A. Todicescu: Verfahren der indirekten Berechnung der molaren Veränderungskoeffizienten bei Verbrennungsvorgängen der Verbrennungsmotoren	— — — — —	125
V. Šova: Untersuchung des Wärme- und Massenaustausches in der Grenzschicht von ebenen Verdunstungsflächen bei zwangsmässiger Konvektion	— — — — —	133
A. Todicescu, G. Turzó: Untersuchungen über die Leistung von ebenen Verteilern für Flüssigkeiten	— — — — —	145
V. Benche, L. Benche: Beiträge zur Synthese der Betriebseigenarten der hydraulischen Servoeinrichtungen im Dauerbetrieb	— — — — —	153

KRAFTWAGEN UND TRAKTORENBAU

<i>Gh. Nițescu, P. Sîma</i> : Die Dynamik des Schlepperwechselgetriebes — — —	163
<i>M. Untaru</i> : Untersuchung der Wärmeübertragung im Ottomotor — — —	177

	Seite
Gh. Bobescu, Gh. Pereş, Gh. Radu, R. Rădulescu : Der Einfluss des Querschnittes des Erwärmungskanals der Einlassleitung auf die Erwärmung des Kraftstoffgemisches beim Motor SR-211 — — — — —	201
Gh. Radu : Studium der Benzinverdampfung bei Ottomotoren — — — — —	211
F. Tănase : Untersuchungen bezüglich der Verteilung der Gase bei Kolben-Verbrennungsmotoren — — — — —	219
D. Abăitancei : Untersuchung der vom Druck ausgeübten Schwingungen im Einlasskollektor des Viertaktmotors — — — — —	229
M. Untaru, V. Cimpian, N. Seitz : Studium der Dynamik und Wirtschaftlichkeit der rumänischen Autobusse mit verschiedenen Getrieben — — — — —	239
I. Drăghici, A. Jula, E. Chişu : Möglichkeiten zur Verbesserung des Komforts der rumänischen Lastkraftwagen — — — — —	251
P. Sima : Schwingungen von Zahnrädern bei Kraftfahrzeug-Schaltkästen — — — — —	261
N. Moşu : Ermittlung der Schwingungen und der Form der eigenen Drehschwingungen der Kurbelwelle von Motortyp D-103 — — — — —	269
I. Deutsch, V. Olariu : Über die Bestimmung der dynamischen Auflagerungskräfte zwischen der Fahrbahn und den Rädern des Kraftwagens beim Abrutschen in der Kurve — — — — —	275
V. Olariu : Über die Elastizitäts-Charakteristik bei progressiver Federung mit bestimmten Frequenzen — — — — —	285
F. Ionescu : Die Differenzialgleichungen der seitlichen Bewegungen des Sattelzuges während der Kurvenfahrt — — — — —	293
Gh. Deliu : Über die Schwingungsstabilität der aufgehängten Masse des Kraftfahrzeuges — — — — —	301
St. Năstăsoiu : Bestimmung der analytischen Schlupfkurve der Radschlepper — — — — —	307
S. Popescu : Untersuchung der dynamischen Beanspruchungen im Triebwerk des Radschleppers U-650 an Hand des Analogrechners — — — — —	317
C. Dumitraşcu, T. Ghinea : Studium in Bezug auf die Vorteile der Schneidvorrichtung mit Band und die Anwendungsmöglichkeit bei Mähmaschinen, Erntemaschinen und Mähdreschern — — — — —	329

TECHNOLOGIE DES MASCHINENBAUS

P. Tudoran, I. Giacomelli, V. Fiterău, R. Coşma : Forschungen bezüglich des Einflusses der Karbo-Nitrierung und des Wärmebehandlungsregims nach der Karbo-Nitrierung auf die Verschleissfestigkeit des Stahles 15 CO8 — — — — —	337
Gh. Ionescu, D. Costescu, L. Scorobefiu, V. Popovici : Über die Schweißbarkeit der AL-Mg-Legierungen durch das WIG-Verfahren — — — — —	345
C. Wanyorek : Verfahren und Maschine für räumliche plastische Verformung-Raummatrizieren — — — — —	361
E. Iakab, V. Popovici : Kritisches Studium über die Elektrodenklemm-, Isolations- und Kühlungsanordnung der Lichtbogen-Schmelzöfen für Stahl — — — — —	367
Gh. Drăghici, I. Popescu, M. Gurgui, N. Ivan : Untersuchungen der Axialkraft und des Drehmomentes beim Bohren der Legierung ZT AL 4 Cu 1 — — — — —	375
Gh. Drăghici, C. Todor : Das System der UHB-Klassifizierung — — — — —	381
S. Chiriacescu : Der Begriff der globalen Stabilität in der Dynamik der Bearbeitung auf Werkzeugmaschinen — — — — —	391
A. Vajda, S. Chiriacescu : Möglichkeiten der Steigerung der kinematischen Genauigkeit bei der Zahnradfräsmaschine FD-500 — — — — —	397

Gh. Obaciu : Elektron'sch selbstgesteuerter Apparat für die elektroerosiven Werkzeugmaschinen mit gesteuerten Impulsen — — — — —	405
Gh. Boangiu : Der Einfluss der automatischen Regelung des Abspannvorganges auf die Arbeitsgenauigkeit — — — — —	411
Gh. Secară : Ein neues Kriterium für die Beurteilung der Abspannfähigkeit der Schleifscheiben — — — — —	419
N. Ivan, Gh. Gurcoi : Über die Bestimmung des Abspannregims beim Drehen auf Mehrspindelautomaten — — — — —	427
M. Ivan, G. Rusan : Studium über die Möglichkeit der Selbstregelung der Vorschubgeschwindigkeiten auf hydraulischem Wege bei elektrolytisch arbeitenden Werkzeugmaschinen — — — — —	439
I. Tureac : Betrachtungen über die Erhöhung der Leistungsfähigkeit der mechanischen Pressen mit Kurbeltrieb durch Ausrüstung derselben mit Planetenkupplungen — — — — —	445
I. Oprei : Bestimmung der Intensität der Korrelation zwischen dem technischen Fortschritt, der Qualifikation der Arbeiter und der Arbeitsproduktivität — — — — —	451

СОДЕРЖАНИЕ

МАТЕМАТИКА

	Стр.
<i>А. Дрэгулэнеску</i> : Относительно траекторий Гамилтон в одном графе — — —	1
<i>М. Видрашк</i> : Расширение определителя беган на уравнениях с четырем переменных — — — — — — — — — — — — — — —	3
<i>Н. Тица</i> : Теорема Шаудера для другие операторы чем кампакты — — —	7
<i>Г. Атанасиу</i> : В связи со сложными преобразованиями Нордена — — — —	11

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА И ЭЛЕКТРОНИКА

<i>А. Николаиде, А. Годжоу, М. Цаца</i> : Электромагнитный насос для жидких металов — — — — — — — — — — — — — — —	17
<i>Е. Мику</i> : Программа для расчёта вращающего момента частотного управляющего синхронного двигателя на ЭЦВМ — — — — — — — — — —	29
<i>Е. Дымбою, У. Сзабо</i> : Об матричном методе решения электрических цепей —	37
<i>И. Дяконеску</i> : Асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором и с непрерывной вариацией скорости — — — — — — — — — — — — — —	45
<i>Г. Марга</i> : Новый метод определения коэффициентов передаточной функции звеньев автоматических систем по яастотной характеристике — — —	53
<i>У. Сзабо</i> : Чувствительность и сходимость мостов смагнитным компаратором тока	59

МЕХАНИКА, ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ, СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ

<i>И. Кошереану, В. Оларию, П. Сима, А. Талпоши</i> : Упругая характеристика подвески электрического паровода 060 Е А. — — — — — — — — — —	65
<i>И. Гоя</i> : Определение напряжений в уггибанных колцах. — — — — —	73
<i>К. Рэдулеску</i> : Исследование некоторых вариантов пространственного читьрехзвенного механизма —	83
<i>П. Александру</i> : Кинематическому изучению рулевого управления — — —	93
<i>А. Жула</i> : Структурный анализ механизмов управления гусеничных тракторов	103
<i>Е. Марга, Г. Марга</i> : Исследование динамических режимов комвейерных лент —	115

ТЕПЛОТЕХНИКА И ГИДРАВЛИКА

<i>В. Хоффманн, А. Тодическу</i> : Косвенные способы расчета коэффициентов малярных изменений в процессах горяния двигателей внутреннего сгарания —	125
<i>В. Шова</i> : Исследование смены тепла и массы в предельном слою у плоских испарительных поверхностей в принудительных конвекциях — — —	133
<i>А. Тодическу, Г. Турзо</i> : Исследование относительно коэффициента полезного действия плоских диффузоров для жидкостей — — — — — — — — — —	145
<i>В. Бенке, Л. Бенке</i> : Исследование функциональных характеристик в установившемся режиме гидравлических сервомеханизмов — — — — — — — — — —	153

КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

Стр.

Г. Ницеску, П. Сима : Динамика коробок скоростей тракторов — — — — —	163
М. Унтару : Исследование теплопередачи в двигателе с исовым зажиганием —	177
Г. Бобеску, Г. Переш, Г. Раду, Р. Рэдулеску : Влияние поперечного сечения канала для подогрева впускного тракта на прогрев заряда в двигателе CP — 211 — — — — —	201
Г. Раду : Изучение испарения бензины в карбюраторных двигателях — — —	211
Фр. Тэнасе : Исследование распределения хазов поршневых двигателей внутреннего сгорания — — — — —	219
Д. Абэитэнчей : Исследования колебаний давления в всасывающем коллекторе четырёхтактного двигателя — — — — —	229
М. Унтару, В. Кымпяну, Н. Зайц : Исследование динамичности и экономичности румынских автобусов с разными трансмиссиями — — — — —	239
И. Дрэгичь, А. Жула, Е. Кишу : Возможности улучшения плавности хода румынских грузовиков — — — — —	251
П. Сима : Колебание зубчатых колёс в коробках передачи автомобилей — —	261
Н. Мошу : Определение собственных частот коленчатого вала двигателя D-103	269
И. Дойчь, В. Олариу : Определение динамической реакции на автомобильной колес во время поворота — — — — —	275
В. Олариу : Об упругой характеристике прогрессивной подвеске при желанной частоты — — — — —	285
Е. Попеску : Дифференциальные уравнения бокового увода автопоезда с полуприцепом при криволинейном движении — — — — —	293
Г. Делиу : Об устойчивости колебаний поддрессорной массы автомобиля — —	301
Ст. Нэстэсою : Определение аналитического выражения кривой буксования колесных тракторов — — — — —	307
С. Попеску : Исследование динамических нагрузок в трансмиссий колёсного трактора У-650 при помощи аналогических вычислительных машин — —	317
К. Думитреску, Тр. Гиня : Преимущества режущего аппарата с пентой возможность его применения на косилки, жатки и комбайны — — — — —	329

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

П. Тудоран, И. Джякомели, В. Фитерэу, Р. Косма : Исследование влияния газового цианирования и режима термической обработки после цианирования на износостойкость стали 15CO8 — — — — —	337
Г. Попеску, Д. Костеску, Л. Скоробецию, В. Поповичь : Рассмотрение свариваемости сплавов AL-MG по методу WIG — — — — —	345
К. Ванёрек : Приём и машина для пластического пространственного деформирования — — — — —	361
Е. Якаб, В. Поповичь : Критическое исследование систем захвата изоляций и охлаждения концов электродов от электрических дуговых печей для выплавки стали — — — — —	367
Л. Сауер, Г. Дрэгич, И. Попеску, М. Гургуи, Н. Иван : Исследование изменения осевой силы и крутящего момента для сверления сплава ZTA1 cu 1 — —	375
Г. Дрэгич, К. Тодар : Система для класификация У.Х.Е. — — — — —	381

	<u>Стр.</u>
<i>С. Кириаческу</i> : Понятие о белой устойчивости в динамике процессов на станках	391
<i>А. Вайда, С. Кириаческу</i> : Исследование повышения точности зубофрезерного станка модели FD — 500 — — — — —	397
<i>Г. Обачю</i> : Электронический самонастраивающий механизм подачи для электро- исковых станков работающий импульсами — — — — —	405
<i>Г. Боанджиу</i> : Влияние автоматического регулирования режима нарезания на точности обработки — — — — —	411
<i>Г. Секарэ</i> : Новая критерия оценки способности резания абразивными кругами	419
<i>Н. Иван, Г. Бонкои</i> : С отношении расчёта режимов резания на многошпиндель- ных автоматах — — — — —	427
<i>М. Иван, Г. Русан</i> : Исследование возможности гидравлического самонастрои- вания подачи электролитических станков — — — — —	439
<i>И. Туреак</i> : Соображения касаясь повышения производительности механических кривошипных прес методом их оборудования с планетарными муфтами	445
<i>И. Опрей</i> : Определение интенсивности соотношений между техническим процес- сом, квалификацией рабочих и производительность труда — — — — —	451

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAȘOV

Seria A — Mecanică

Vol. XII — 1970

Matematici

★

BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE BRAȘOV

Series A — Mechanics

Vol. XII — 1970

Mathematics

★

BULLETIN DE L'INSTITUT POLYTECHNIQUE—BRAȘOV

Serie A — Mecanique

Tome XII — 1970

Mathematiques

★

MITTEILUNGEN DES POLYTECHNISCHEN INSTITUTES BRAȘOV

Serie A — Mechanik

Band XII — 1970

Mathematik

★

ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия А — Механика

Том XII — 1970

Математика

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

LIBRARY

1911

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

LIBRARY

1911

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

LIBRARY

1911

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

LIBRARY

1911

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

LIBRARY

1911

ASUPRA DRUMURILOR HAMILTON ÎNTR-UN GRAF

A. DRĂGULĂNESCU

În lucrarea de față se pune problema determinării numărului de drumuri Hamilton ale unui graf complet cu n vîrfuri în funcție de numărul de zerouri de pe coloane și numărul de zerouri de pe linii ale matricei asociate grafului. Se obține în final o exprimare liniară a numărului căutat.

Un graf complet cu n vîrfuri conține $n!$ drumuri Hamilton (drumuri care trec odată și numai odată prin fiecare vîrf).

Prin înlăturarea unui arc (p, q) care unește vîrfurile p cu q , dispar $(n-1)!$ drumuri Hamilton, deoarece $(n-1)!$ permutări conțin arcul (p, q) . Dintre acestea un alt arc (r, s) care nu începe din vîrfurile p este conținut în $(n-2)!$ permutări. Prin înlăturarea și a arcului (r, s) dispar încă :

$$(n-1)! - (n-2)!$$

drumuri Hamilton, iar graful va mai conține :

$$n! - 2(n-1)! + (n-2)!$$

Un al treilea arc (e, f) , care nu începe din vîrfurile p , se găsește alături de arcele (a, b) și (c, d) în $(n-3)!$ drumuri Hamilton.

Prin înlăturarea și a arcului (e, f) vor dispărea încă :

$$(n-1)! - 2(n-2)! + (n-3)!$$

drumuri Hamilton.

Raționînd așa mai departe, deoarece prin p arce, indiferent de ordinea lor, trec $(n-p)!$ drumuri Hamilton, iar prin fiecare arc trec $(n-1)!$ drumuri Hamilton, numărul acestor drumuri va fi o formă liniară de : $1!, 2!, \dots, n!$, ai cărei coeficienți se pot calcula cu ajutorul matricei asociate grafului.

Fie (a_{ij}) matricea coeficienților asociată grafului, cu $a_{ij}=1$, dacă există un arc care unește vârful i cu vârful j și $a_{ij}=0$, dacă nu există un arc de la vârful i la vârful j . Pe diagonala matricei vom pune x deoarece nu interesează buclele (un drum Hamilton nu trece printr-o buclă).

Notînd cu k numărul zerourilor grafului și cu $T_{i_1 i_2}, T_{i_1 i_2 i_3}, \dots, T_{i_1 \dots i_{n-1}}$ numărul secvențelor de lungime 2, 3, ..., $n-1$ a drumurilor Hamilton care trec prin arcele corespunzătoare zerourilor, numărul drumurilor Hamilton conținute în graf este :

$$n! - k(n-1)! - (n-2)! T_{i_1 i_2} + (n-3)! T_{i_1 i_2 i_3} + \dots + (n-p)! T_{i_1 i_2 \dots i_p} + \dots + 1! T_{i_1 i_2 \dots i_{n-1}}$$

unde $i_1 > i_2 > \dots > i_p > \dots > i_{n-1}$ și

$$i_1 = 1, 2, \dots, n; i_2 = 2, 3, \dots, n; i_p = p, p+1, \dots, n.$$

Coficienții $T_{i_1 \dots i_p}$ reprezentînd numărul drumurilor de lungime p care trec odată prin fiecare arc, adică prin zerourile liniilor $i_1, i_2, \dots, i_p$, este egal cu numărul grupelor de p elemente luate cîte unul din fiecare linie $i_1, i_2, \dots, i_p$ din care scădem numărul perechilor de zerouri existente pe intersecția coloanelor cu aceste linii.

Astfel, notînd cu m_i numărul perechilor de zerouri de pe coloana i și cu n_i numărul zerourilor de pe linia i , avem :

$$T_{i_1 i_2} = n_1(n_2 + \dots + n_n) + n_2(n_3 + \dots + n_n) + \dots + n_{n-1}n_n - \sum_{i=1}^n m_i,$$

$$T_{i_1 i_2 i_3} = n_1 n_2 (n_3 + \dots + n_n) + n_2 n_3 (n_4 + \dots + n_n) + \dots + n_{n-2} n_{n-1} n_n - \sum_{i=1}^n m_i,$$

și așa mai departe.

Summary

In the work are studied the Hamilton paths with the aid of the matrix associated with a graph and this number is determined depending on the zero-pair numbers on the columns and on the zero-numbers on the lines, the Hamilton paths being expressed in a linear shape.

Bibliografie

1. C. BERGE : *Theorie des graphes et ses applications* (1962).
2. A. KAUFMANN : *Cercetări operaționale*. Ed. științifică, București, (1967).

22 ianuarie 1970

EXTINDEREA DETERMINANTULUI SOREAU LA ECUAȚIILE CU PATRU VARIABLE

MARIA VIDRAȘCU

În lucrarea [2] s-a dat forma generală a determinantului Soreau extinsă la ecuațiile cu patru variabile :

$$F(u, v, w, t) = 0. \quad (1)$$

și anume :

$$\begin{vmatrix} 1 & f_1(u) & g_1(u) & h_1(u) \\ 1 & f_2(v) & g_2(v) & h_2(v) \\ 1 & f_3(w) & g_3(w) & h_3(w) \\ 1 & f_4(t) & g_4(t) & h_4(t) \end{vmatrix} = 0 \quad (2)$$

o relație între funcțiile care intră în ecuațiile scărilor variabilelor.

În lucrarea de față se vor da determinații de forma (2) pentru formele canonice prezentate în lucrarea [2].

I. Astfel pentru forma canonică :

$$f_1(u) + f_2(v) + f_3(w) + f_4(t) = 0. \quad (3)$$

dacă notăm :

$$x = f_1(u);$$

$$y = f_2(v);$$

$$z = f_3(w), \text{ atunci (3) devine :}$$

$x + y + z + f_4(t) = 0$, și de aici din condiția de compatibilitate a sistemului de ecuații (4) se obține :

$$\begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & f_1(u) \\ 0 & 1 & 0 & f_2(v) \\ 0 & 0 & 1 & f_3(w) \\ 1 & 1 & 1 & -f_4(t) \end{vmatrix} = 0, \text{ și apoi : } \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & f_1(u) \\ 1 & 1 & 0 & f_2(v) \\ 1 & 0 & 1 & f_3(w) \\ 1 & \frac{1}{3} & \frac{1}{3} & \frac{-f_4(t)}{3} \end{vmatrix} = 0, \quad (5)$$

determinantul Soreau pentru forma canonică (3).

II. Pentru forma canonică

$$f_1(u) + f_2(v) = f_3(w) \cdot f_4(t) \quad (6)$$

dacă notăm $x = f_1(u)$; $y = f_2(v)$; $z = f_3(w)$

atunci (6) devine : $x + y - f_4(t) \cdot z = 0$, și de aici :

$$\begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & f_1(u) \\ 0 & 1 & 0 & f_2(v) \\ 0 & 0 & 1 & f_3(w) \\ 1 & 1 & -f_4(t) & 0 \end{vmatrix} = 0, \text{ de unde : } \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & f_1(u) \\ 0 & 1 & 0 & f_2(v) \\ 1 & 0 & 1 & f_3(w) \\ 1 & \frac{1}{2-f_4} & \frac{-f_4}{2-f_4} & 0 \end{vmatrix} = 0, \quad (7)$$

determinantul Soreau pentru forma canonică (6).

III. Pentru forma canonică :

$$[f_1(u) + f_2(v)] \cdot f_4(t) = f_3(w) \quad (8)$$

care se poate scrie :

$$f_1(u) + f_2(v) = \frac{f_3(w)}{f_4(t)} \quad (9)$$

să punem: $x = f_1(u)$; $y = f_2(v)$; $z = f_3(w)$. În acest caz (9) devine :

$$x + y - \frac{z}{f_4(t)} = 0, \text{ și avem : } \quad (10)$$

$$\begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & f_1(u) \\ 0 & 1 & 0 & f_2(v) \\ 0 & 0 & 1 & f_3(w) \\ 1 & 1 & -\frac{1}{f_4(t)} & 0 \end{vmatrix} = 0, \text{ de unde : } \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & f_1 \\ 1 & 1 & 0 & f_2 \\ 1 & 0 & 1 & f_3 \\ 1 & \frac{f_4}{2f_4-1} & -\frac{1}{2f_4-1} & 0 \end{vmatrix} = 0, \quad (11)$$

determinantul Soreau pentru forma canonică (8).

IV. Pentru forma canonică :

$$\frac{1}{f_1(u)} + \frac{1}{f_2(v)} = f_3(w) \cdot f_4(t) \quad (12)$$

Se obține determinantul Soreau ca la forma (II) unde se vor înlocui $f_1(u)$ și $f_2(v)$ cu $\frac{1}{f_1(u)}$ și $\frac{1}{f_2(v)}$.

R é s u m é

Dans cet ouvrage on donne les determinants Soreau de quatrième ordre pour les equations avec quatre variables qui peuvent être rendus aux formes cano-
niques :

I. $f_1(u) + f_2(v) + f_3(w) + f_4(t) = 0.$

II. $f_1(u) + f_2(v) = f_3(w) \cdot f_4(t)$

III. $[f_1(u) + f_2(v)] \cdot f_4(t) = f_3(w)$

IV. $\frac{1}{f_1(u)} + \frac{1}{f_2(v)} = f_3(w) \cdot f_4(t)$

Bibliografie

1. A. GIET : *Abaques ou nomogrammes* — Paris, 1954.
 2. M. VIDRAȘCU : *Contribuții la nomografierea funcțiilor cu patru variabile și aplicații în hidraulică*, Buletin Inst. politehnic Brașov, nr. X 1968.
-

15 ianuarie 1970.

Résumé

Dans ce ouvrage on donne les dérivées secondes des fonctions elliptiques et les équations aux dérivées partielles du premier ordre aux formes canoniques.

$$I. \quad \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} = 0$$

$$II. \quad \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} = 1$$

$$III. \quad \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} = \frac{1}{u}$$

$$IV. \quad \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} = \frac{1}{u^3}$$

Bibliographie

1. A. LIEBOWITZ: Abhandlungen zur Theorie der partiellen Differentialgleichungen. — Paris, 1881.
2. Dr. WILHELM KÖNIG: Über die partiellen Differentialgleichungen des ersten Grades. — Leipzig, 1881.

TEOREMA LUI SCHAUDER PENTRU ALȚI OPERATORI DECÎT CEI COMPACȚI

NICOLAE TIȚA

În lucrarea de față vrem să prezentăm teorema lui Schauder, dată pentru operatori compacți în [1], pentru cazul operatorilor cvasicompacți, regularizabili și A-complet continui [4].

Fie X, Y două spații Banach și $L(X, Y)$ mulțimea operatorilor mărginiți care aplică pe X în Y . Vom nota cu $\sigma_{\infty}(X, Y)$ mulțimea operatorilor complet continui din $L(X, Y)$.

Teorema lui Schauder afirmă că orice operator $T \in L(X, Y)$ este compact dacă și numai dacă $T' \in \sigma_{\infty}$ (T' fiind dualul lui T).

Pentru început precizăm câteva elemente de care vom avea nevoie în obținerea rezultatului final. Fie X'_i dualul tare al lui X și Y'_i dualul tare al lui Y . Dacă $\overline{D(T)} = X$ (domeniul de definiție al operatorilor $T \in L(X, Y)$ este dens în X) atunci egalitatea $\langle Tx, y' \rangle = \langle x, x' \rangle$ definește operatorul $T' : T'y' = x'$ care se cheamă dualul lui T . Menționăm că $\{x', y'\} \in X'_i \times Y'_i$ și $\langle x, x' \rangle$ este valoarea funcționalei x' în punctul x .

Teorema 1. Fie operatorul $T \in L(X, Y)$ care admite invers, cu $\overline{D(T)} = X$ și $\overline{R(T)} = Y$ atunci $(T')^{-1} = (T^{-1})'$

Demonstrație. $(T^{-1})'$ există deoarece $D(T^{-1}) = R(T)^*$. De asemenea $(T')^{-1}$ există deoarece $\overline{D(T)} = X$ și $\overline{R(T)} = Y$.

Dacă $y \in R(T)$ și $y^* \in D(T')$ atunci :

$$\langle y, y^* \rangle = \langle TT^{-1}y, y^* \rangle = \langle T^{-1}y, T'y^* \rangle.$$

Aceasta înseamnă că $R(T') \subset D((T^{-1})')$ și $(T^{-1})'(T'y^*) = y^*$ pentru toți $y^* \in D(T')$. Astfel $(T^{-1})'$ este o extensie a lui $(T')^{-1}$.

Dacă $x \in D(T)$ atunci $\langle x, x^* \rangle = \langle T^{-1}Tx, x^* \rangle = \langle Tx, (T^{-1})'x^* \rangle$ pentru toți $x^* \in D[(T^{-1})']$. Cum $R[(T^{-1})'] \subset D(T')$ și $T'(T^{-1})'x^* = x^*$ rezultă că $(T^{-1})'$ este o restricție a lui $(T')^{-1}$. Deci rezultă egalitatea. (Menționăm că T^{-1} este mărginit în Y atunci și numai atunci când T este închis și $(T')^{-1}$ este mărginit în X').

Teorema 2. Fie X spațiu Banach și T un operator liniar închis astfel ca $D(T) = X$ și $R(T) \subset X$, atunci $\rho(T) = \rho(T')$ și $R(\lambda, T)' = R(\lambda, T')$ pentru toți $\lambda \in \rho(T)$

Demonstrație. Precizăm că $\rho(T)$ este mulțimea rezolventă a lui T iar $R(\lambda, T)$ este rezolventa acestui operator. Dacă $\lambda \in \rho(T)$, în baza teoremei precedente $\lambda \in \rho(T')$ și $R(\lambda, T)' = R(\lambda, T')$. Dacă $\lambda \in \rho(T')$ se arată ușor că $\lambda \in \rho(T)$ [1].

Reamintim că operatorul A este cvasicompact dacă există un operator $K \in \sigma_\infty$, astfel ca $\|A - K\| < 1$. Operatorul A se cheamă regularizabil dacă există un operator B (regularizator) astfel ca $BA = I + C$, $C \in \sigma_\infty$. Regularizatorul poate acționa la dreapta sau la stînga. Aici nu vom face deosebirea

Fie A operator închis care are cel puțin o valoare regulată. Operatorul B cu $D(B) \supset D(A)$ se cheamă A — complet continuu dacă $B(A - \lambda_0 I)^{-1} \in \sigma_\infty$.

Teorema 3. Dacă T este operator cvasicompact, regularizabil sau A — complet continuu, atunci T este cvasicompact, regularizabil sau A' — complet continuu.

Demonstrație. Vom considera cazurile pe rînd

a) T este cvasicompact. Deci există operatorul $K \in \sigma_\infty$ astfel ca $\|T - K\| < 1$. Dar $\|(T - K)'\| = \|T' - K'\| = \|T - K\| < 1$ și cum $K' \in \sigma_\infty$, (în baza teoremei lui Schauder), rezultă că T' este cvasicompact.

b) T regularizabil înseamnă că există regularizatorul B astfel ca $BT = I + C$, $C \in \sigma_\infty$. Va rezulta $(BT)' = I + C'$, $C' \in \sigma_\infty$. Deci T' este regularizabil, admițînd regularizatorul B' .

c) Considerăm T ca fiind A — complet continuu $T(A - \lambda_0 I)^{-1} \in \sigma_\infty$. În baza teoremei lui Schauder rezultă $[T(A - \lambda_0 I)^{-1}]' \in \sigma_\infty$. Dar aceasta se scrie $[A - \lambda_0 I]^{-1} T' = (A' - \lambda_0 I)^{-1} T'$ (s-a ținut cont de rezultatele precedente). Deci T' este A' — complet continuu.

În încheiere menționăm că teorema lui Schauder se folosește în [1] la „Teoria Riesz—Schauder“. Se va putea pune problema extinderii unor rezultate din teoria respectivă și pentru operatorii considerați mai sus.

*) $R(T)$ este domeniul valorilor lui T și este dens în Y .

R é s u m é

Le Théorème de Schauder pour d'autres operateurs que les compacts.

On montre que le dual d'un operateur quasicompact, regularisable, A — complètement continu est respectif quasicompact, regularisable, A' — complètement continu.

Bibliografie

1. K. YOSIDA : *Functional analysis*. Springer-Verlag, Berlin, 1965.
 2. E. HILLE, R. PHILIPS : *Functional analysis and semigroup*. Providence, 1957.
 3. R. PHILIPS : *The adjoint semigrup*. Pacific J. Math. 5—1955.
 4. N. TIȚA : *Asupra operatorilor A — complet continui*. St. Cerc. Mat. Nr. 7—1968
Ed. Acad. R.S.R.
-

15 ianuarie 1970.

Résumé

Le Théorème de Schauder pour d'autres opérateurs que les compacts.
 Les résultats que l'on obtient en appliquant le Théorème de Schauder à des opérateurs compacts, rétrogradés, A — sont
 présentés ci-dessous.

Bibliographie

1. E. SCHAUDER: Les opérateurs linéaires. Springer-Verlag Berlin, 1930.
2. J. DUNFORD et J. T. SCHWARTZ: Linear Operators. Interscience, 1958.
3. J. DUNFORD et J. T. SCHWARTZ: Linear Operators. Part II. Wiley, 1961.
4. J. DUNFORD et J. T. SCHWARTZ: Linear Operators. Part I. Wiley, 1958.

15 Janvier 1960

ASUPRA TRANSFORMĂRILOR COMPUSE ÎN SENS NORDEN

GH. ATANASIU

Profesorul Norden a studiat un spațiu diferențiabil X_n înzestrat cu o structură determinată de un pseudotensor simetric nedege-
nerat, un cuplu de conexiuni simetrice Γ_{jk}^i, G_{jk}^i și un covector ω_k ,
verificînd condiția $\nabla_k g_{i(j)} = 2 \omega_k g_{ij}$, unde prin $\nabla_k g_{i(j)}$ s-a notat derivata
covariantă mixtă a pseudotensorului simetric nedege-
nerat g_{ij} în ra-
port cu conexiunile Γ_{jk}^i, G_{jk}^i , [1]. Notăm un astfel de spațiu $N_n(g_{ij}, \omega_k$
 $\Gamma_{jk}^i, G_{jk}^i)$ pentru a pune în evidență obiectele geometrice care-l defi-
nesc și numim perechea de conexiuni Γ_{jk}^i, G_{jk}^i , după Norden, conju-
gată în raport cu etalonul g_{ij} .

Se suppose conexiunea Γ_{jk}^i a perechii conjugate $(\Gamma_{jk}^i, G_{jk}^i)$ unei
transformări proiective :

$$\bar{\Gamma}_{ij}^k = \Gamma_{ij}^k + \delta_i^k p_j + \delta_j^k p_i$$

și se caută legea transformării conexiunii G presupunînd că ea rămîne
conjugată lui $\bar{\Gamma}$ relativ la g_{ij} . Pe baza teoremei, [2] :

Teorema 1. Spațiul $N(g_{ij}, \omega_k, \Gamma_{jk}^i, G_{jk}^i)$ poate fi identificat cu
spațiul Weyl $W_n(g_{ij}, \omega_k, \gamma_{jk}^i)$ echipat cu cîmpul de pseudotensori com-
plet simetrici $\tau_{ijk} = g_{ih} \tau_{jk}^h$ și γ_{jk}^i avînd expresiile

$$\gamma_{jk}^i = \frac{1}{2} (\Gamma_{jk}^i + G_{jk}^i), \tau_{jk}^i = G_{jk}^i - \Gamma_{jk}^i,$$

se determină :

$$\bar{\gamma}_{jk}^i = \gamma_{jk}^i + \frac{1}{2} (\delta_j^i p_k + \delta_k^i p_j - g_{jk} g^{ir} p_r),$$

de unde, prin comparație cu transformarea proiectivă dată, se obține :

$$\bar{G}_{ij}^k = G_{ij}^k - g_{ij} g^{kr} p_r$$

Efectuînd o nouă transformare proiectivă :

$$\bar{G}_{ij}^k = \bar{G}_{ij}^k + \delta_i^k \pi_j + \delta_j^k \pi_i,$$

se obține :

$$\bar{\Gamma}_{ij}^k = \bar{\Gamma}_{ij}^k - g_{ij} g^{kr} \pi_r.$$

Produsul celor două transformări determină transformarea remarcabilă, [1] :

$$\bar{\Gamma}_{ij}^k = \Gamma_{ij}^k + \delta_i^k p_j + \delta_j^k p_i - g_{ij} g^{kr} \pi_r,$$

$$\bar{G}_{ij}^k = G_{ij}^k + \delta_i^k \pi_j + \delta_j^k \pi_i - g_{ij} g^{kr} \pi_r,$$

pentru care tensorul :

$$D_{ij}^k = \tau_{ij}^k - \delta_i^k \tau_j - \delta_j^k \tau_i - g_{ij} g^{kr} \tau_r. \left(\tau_i = \frac{1}{n+2} \tau_{hi}^h \right)$$

este invariant.

Acum putem da următoarea definiție :

Definiția 1. Transformarea între perechile de conexiuni care menține conjugarea relativă la etalonul dat și se compune din două succesiuni care realizează transformarea proiectivă a fiecăreia o vom numi transformare compusă în sens Norden.

Ne propunem în cele ce urmează să găsim transformarea compusă în sens Norden, cea mai generală, între perechile de conexiuni compatibile cu o structură conformă, [3], dată pe o variație diferențiabilă.

Fie X_N o varietate diferențiabilă de clasă C^∞ înzestrată cu o structură conformă dată de un pseudotensor nedegenerat g_{ij} ($\det \|g_{ij}\| \neq 0$) și un cuplu de conexiuni Γ_{jk}^i, G_{jk}^i

Definiția 2. Spunem că cuplul $(\Gamma_{jk}^i, G_{jk}^i)$ este compatibil cu structura conformă dacă transportînd prin paralelism un vector oarecare v^i pe o curbă $C \subset X_N$ față de conexiunea G_{jk}^i , imaginea sa u_i prin etalonul g_{ij} ($u_i = g_{ij} v^j$) se transportă prin paralelism pe aceeași curbă relativ la conexiunea Γ_{jk}^i .

Se știe, [3] :

Teorema 2. O condiție necesară și suficientă pentru ca un cuplu de conexiuni Γ_{jk}^i, G_{jk}^i să fie compatibil cu o structură conformă dată pe X_N este existența unui covector ω_k astfel ca :

$$G_{ji}^h = \Gamma_{ji}^h + g^{hr} \nabla_j g_{ir} - \omega_j \delta_i^h \text{ sau } \Gamma_{ji}^h = G_{ji}^h + g^{hr} \nabla_j g_{(i)(r)} - \omega_j \delta_i^h \quad (1)$$

Prin $\nabla_j g_{ir}$ s-a notat derivata covariantă în raport cu conexiunea Γ_{jk}^i iar prin $\nabla_j g_{(i)(r)}$ derivata covariantă în raport cu conexiunea G_{jk}^i .

Cu ajutorul acestei teoreme, fiind date conexiunile $\Gamma_{jk}^i, \bar{\Gamma}_{jk}^i$ și o structură conformă pe X_N , se pot determina conexiunile $G_{jk}^i, \bar{G}_{jk}^i$ astfel ca cuplurile $(\Gamma_{jk}^i, G_{jk}^i), (\bar{\Gamma}_{jk}^i, \bar{G}_{jk}^i)$ să fie compatibile cu structura conformă dată.

După (1) conexiunile $G_{jk}^i, \bar{G}_{jk}^i$ sînt date de :

$$G_{ji}^h = \Gamma_{ji}^h + g^{hr} \nabla_j g_{ir} - \omega_j \delta_i^h, \quad \bar{G}_{ji}^h = \bar{\Gamma}_{ji}^h + g^{hr} \bar{\nabla}_j g_{ir} - \omega_j \delta_i^h. \quad (2)$$

Pentru a determina relațiile între cuplurile de conexiuni $(\Gamma_{ji}^h, G_{ji}^h)$ și $(\bar{\Gamma}_{ji}^h, \bar{G}_{ji}^h)$ noi punem :

$$\bar{\Gamma}_{kj}^l = \Gamma_{kj}^l + R_{kj}^l, \quad \bar{G}_{kj}^l = G_{kj}^l + S_{kj}^l. \quad (3)$$

Rezultă atunci din (2) :

$$S_{kj}^l = -g_{rj} g^{sl} R_{ks}^r + p_k \delta_j^l, \quad (4)$$

p_k fiind covector arbitrar. Substituind în (3) noi obținem :

$$\begin{aligned} \bar{\Gamma}_{kj}^l &= \Gamma_{kj}^l + \Omega_{jr}^{sl} R_{ks}^r + * \Omega_{jr}^{sl} R_{ks}^r, \\ \bar{G}_{kj}^l &= G_{kj}^l + \Omega_{jr}^{sl} R_{ks}^r - * \Omega_{jr}^{sl} R_{ks}^r + p_k \delta_j^l, \end{aligned} \quad (5)$$

unde :

$$\Omega_r^{sl} = \frac{1}{2} (\delta_j^s \delta_r^l - g_{jr} g^{ls}), \quad * \Omega_{jr}^{sl} = \frac{1}{2} (\delta_j^s \delta_r^l + g_{jr} g^{ls}),$$

sînt tensorii lui Obata [4], [5].

Observația 1. Dacă $\omega_k = \partial_k \psi$ se poate determina ρ^2 astfel ca $g'_{ij} = \rho^2 g_{ij}$ să aibă proprietatea $\nabla_k g'_{i(j)} = 0$ adică $\omega'_k = 0$ sau astfel spus, [5], perechea Γ_{jk}^i, G_{jk}^i este compatibilă cu o structură dată pe X_N . Relațiile (5) devin în acest caz cu $p_k = 0$ cele deduse în [5].

Un caz particular remarcabil se obține în maniera următoare.

Considerăm transformarea proiectivă particulară :

$$\bar{\Gamma}_{jk}^l = \Gamma_{ki}^l + \delta_k^l u_j + \delta_j^l u_k,$$

și din (4) obținem :

$$\bar{G}_{kj}^l = G_{kj}^l - \delta_j^l u_k - g_{jk} g^{ls} u_s + \delta_j^l p_k.$$

Efectuînd în continuare transformarea proiectivă :

$$\bar{\bar{G}}_{kj}^l = \bar{G}_{kj}^l + \delta_k^l v_j + \delta_j^l v_k,$$

din (4) rezultă :

$$\bar{\bar{\Gamma}}_{kj}^l = \bar{\Gamma}_{kj}^l - \delta_j^l v_k - g_{jk} g^{ls} v_s + \delta_j^l q_k.$$

Produsul celor două transformări este transformarea remarcabilă :

$$\begin{aligned} \bar{\bar{\Gamma}}_{kj}^l &= \Gamma_{kj}^l + \delta_k^l u_j + \delta_j^l u_k - \delta_j^l v_k - g_{jk} g^{ls} v_s + \delta_j^l q_k, \\ \bar{\bar{G}}_{kj}^l &= G_{kj}^l + \delta_k^l v_j + \delta_j^l v_k - \delta_j^l u_k - g_{jk} g^{ls} u_s + \delta_j^l p_k. \end{aligned} \quad (6)$$

Avem deci :

Teorema 3. Transformarea compusă în sens Norden, cea mai generală, între cuplurile de conexiuni compatibile cu o structură conformă dată pe o varietate diferențiabilă X_N este determinată de relațiile (6) unde covectorii u_k , v_k , p_k și q_k sînt arbitrari.

Cercetînd cazul cînd conexiunile date sînt simetrice și pseudotensorul simetric, adică :

$$\Gamma_{jk}^h = \Gamma_{jk}^h, \quad G_{jk}^h = G_{kj}^h, \quad g_{ij} = g_{ji} \quad (\det \|g_{ij}\| \neq 0),$$

noi obținem :

Teorema 4. Singurele transformări compuse în sens Norden între cuplurile de conexiuni simetrice compatibile cu o structură conformă metrică dată pe o varietate diferențiabilă X_N sînt cele deduse de prof. Norden în [1].

Pentru transformările (6) se găsește un tensor invariant care conține tensorul de deformare și contracțiile lui.

Scădem relațiile (6) și avem :

$$\bar{\tau}_{kj}^l = \tau_{jk}^l + \delta_k^l \alpha_j + 2 \delta_j^l \alpha_k + g_{jk} g^{ls} \alpha_s + \delta_j^l \beta_k. \quad (7)$$

Vom face distincție între cazul conform metric și cazul conform aproape symplectic.

Cazul conform metric ($g_{[ij]} = 0$; $N=n$). Contractăm rînd pe rînd 1 cu k și apoi 1 cu j în (7) și obținem sistemul următor în necunoscutele α_k și β_k :

$$2(n+1)\alpha_k + n\beta_k = \bar{\tau}_{k1}^1 - \tau_{k1}^1, \quad (n+3)\alpha_k + \beta_k = \bar{\tau}_{k1}^1 - \tau_{k1}^1. \quad (8)$$

Se rezolvă (8) și se găsește :

$$\alpha_k = [n(\bar{\tau}_{1k}^1 - \tau_{1k}^1) - (\bar{\tau}_{k1}^1 - \tau_{k1}^1)] / (n-1)(n+2),$$

$$\beta_k = [(n+3)(\bar{\tau}_{k1}^1 - \tau_{k1}^1) - 2(n+1)(\bar{\tau}_{1k}^1 - \tau_{1k}^1)] / (n-1)(n+2).$$

Substituind aceste expresii în (7) și separînd cantitățile barate de cele nebarate se ajunge la invariantul propus :

$$M_{kj}^l = \tau_{kj}^l - \{\delta_j^l [(n+1)\tau_{kh}^h - 2\tau_{hk}^h] + \delta_k^l (n\tau_{hj}^h - \tau_{jh}^h) + g_{jk} g^{ls} (n\tau_{hs}^h - \tau_{sh}^h)\} / (n-1)(n+2) \quad (9)$$

În acest fel am dat peste tensorul, care generalizează tensorul lui Norden D_{jk}^i , descoperit în [6].

Cazul conform aproape symplectic ($g_{(ij)} = 0$; $N=2n$). Contractînd rînd pe rînd 1 cu k și apoi 1 cu j în (7) obținem, ținînd cont de :

$$g_{ij} g^{jl} = -g_{ij} g^{il} = \delta_i^l,$$

următorul sistem în necunoscutele α_k , β_k :

$$2(2n+1)\alpha_k + 2n\beta_k = \bar{\tau}_{k1}^1 - \tau_{k1}^1, \quad (2n+1)\alpha_k + \beta_k = \bar{\tau}_{1k}^1 - \tau_{1k}^1. \quad (10)$$

Rezolvînd (10) găsim :

$$\alpha_k = [2n(\bar{\tau}_{1k}^1 - \tau_{1k}^1) - (\bar{\tau}_{k1}^1 - \tau_{k1}^1)]/2(n-1)(2n+1),$$

$$\beta_k = [\bar{\tau}_{k1}^1 - \tau_{k1}^1 - 2(\bar{\tau}_{1k}^1 - \tau_{1k}^1)]/2(n-1)$$

Substituind aceste expresii în (7) și separînd cantitățile barate de cele nebarate se ajunge la invariantul căutat :

$$S_{kj}^1 = \tau_{kj}^1 - \{ \delta_j^1 [(2n-1)\tau_{kh}^h - 2\tau_{hk}^h] + \delta_k^1 (2n\tau_{hj}^h - \tau_{jh}^h) + g_{jk}g^{ls}(2n\tau_{hs}^h - \tau_{sh}^h) \} / 2(n-1)(2n+1). \quad (11)$$

Se obține de asemenea, pentru transformările (6) obiectul geometric invariant :

$$O_{kj}^1 = \gamma_{kj}^1 - [\delta_k^1 (N\gamma_{hj}^h - \gamma_{jh}^h) + (N \pm 1)\delta_j^1 \gamma_{kh}^h - g_{jk}g^{ls}(N\gamma_{hs}^h - \gamma_{sh}^h)] / N(N \pm 1). \quad (12)$$

(Noi luăm semnul „+“ în cazul conform aproape symplectic și „-“ în cazul conform metric).

Observația 2. Tensorii invariante M_{kj}^1 , S_j^1 și obiectul invariant O_{kj}^1 generalizează pe cei deduși în [5].

Observația 3. Făcînd $l=j$ în (9) respectiv (10) avem :

$$M_{k1}^1 = 0, \quad S_{k1}^1 = 0.$$

Zusammenfassung

In dieser Arbeit wird die Zusammengesetzte Transformation im Sinne Norden als eine Transformation zwischen den Konexions-Paaren $(\Gamma_{jk}^1, G_{jk}^1)$ definiert, welche die Konjugation bezüglich eines nichtdegenerierten Pseudotensors g_{ij} ($\det \|g_{ij}\| \neq 0$) auf einer differenzierbaren Mannigfaltigkeit X_N beibehalten; diese Transformation besteht aus zwei Folgen welche beide projektive Transformationen darstellen.

Die Transformation wird im Falle der Konexions-Paare mit einer konformen Struktur bestimmt.

Die Resultate verallgemeinern jene von Prof. A. P. Norden und Prof. R. Miron.

Bibliografie

- [1] A. П. НОРДЕН: *Пространства аффинной связности*, М. — Л (1950).
 [2] R. MIRON: *Sur les espaces à connexions conjuguées au sens de Norden*. Ana-

- lele științifice ale Univ. „Al. I. Cuza“ din Iași, serie nouă, sect. I, 11, fasc. 2 (1963).
- [3] GH. ATANASIU : *Couples des connexions compatibles aux structures conformes*. Analele științifice ale Univ. din Timișoara, VII, (1969).
- [4] M. OBATA : *Affine connexion on manifolds with almost complex quaternion or Hermitian structure*. Jap. Journ. Math., vol. 26, (1956).
- [5] V. CRUCEANU et R. MIRON : *Sur les connexions compatibles à une structure métrique ou presque symplectique*. Mathematica, vol. 9 (32), 2, (1967).
- [6] M. CRAIOVEANU : *Sur les espaces de Norden à torsion*. TENSOR, N. S., vol. 18, (1967).

15 ianuarie 1970.

Zusammenfassung

In dieser Arbeit wird die Zusammenhangs-Transformation im Sinne Norden als eine Transformation zwischen den Konnections-Paaren (Γ, ω) betrachtet, welche die Konnections-Formeln eines nichtdegenerierten Pseudotensors ω auf einen alternierenden Mannigfaltigkeit M_n überträgt. Diese Transformation besteht aus zwei Folgen, welche beide projektive Transformationen darstellen. Die Transformation wird im Falle der Konnections-Paare mit einer konformen Struktur bestimmt. Die Resultate verallgemeinern jene von Prof. A. P. Norden und Prof. R. Miron.

Bibliografie

- [1] A. I. MIRON : *Théorèmes de connexion compatibles aux structures conformes*. Analele științifice ale Univ. „Al. I. Cuza“ din Iași, serie nouă, sect. I, 11, fasc. 2, (1963).
- [2] R. MIRON : *Sur les espaces à connexions compatibles aux structures conformes*. Analele științifice ale Univ. din Timișoara, VII, (1969).

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAȘOV

Seria A — Mecanică

Vol. XII — 1970

Electrotehnică, electronică

★

BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE BRAȘOV

Series A — Mechanics

Vol. XII — 1970

Electrotechnics, Electronics

★

BULLETIN DE L'INSTITUT POLYTECHNIQUE—BRAȘOV

Serie A — Mécanique

Tome XII — 1970

Électrotechnique, Électronique

★

MITTEILUNGEN DES POLYTECHNISCHEN INSTITUTES BRAȘOV

Serie A — Mechanik

Band XII — 1970

Elektrotechnik, Elektronik

★

ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия А — Механика

Том XII — 1970

Электротехника, Электроника

THE UNITED STATES DEPARTMENT OF THE INTERIOR
BUREAU OF LAND MANAGEMENT
WASHINGTON, D. C.

TO THE SECRETARY OF THE INTERIOR

FROM THE CHIEF OF BUREAU OF LAND MANAGEMENT

RE: [Illegible]

FOR THE RECORD OF THE BUREAU OF LAND MANAGEMENT
WASHINGTON, D. C.

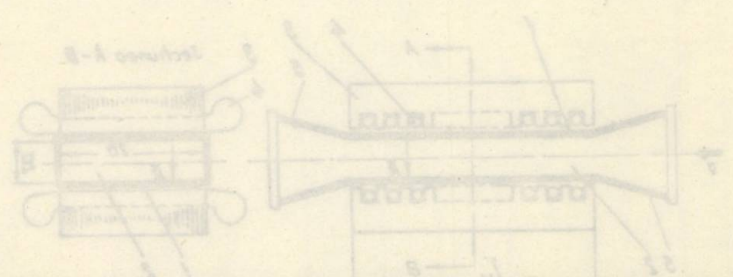
DATE: [Illegible]

BY: [Illegible]

FOR THE RECORD OF THE BUREAU OF LAND MANAGEMENT

APPROVED: [Illegible]

DATE: [Illegible]



ELECTROMAGNETIC PUMP FOR LIQUID METALS

ANDREI NICOLAIDE, AUREL GOGIOIU, MARIAN ȚAȚA

Electromagnetic pumps are used in techniques for the transport of the liquid metals, and their operation principle is based on the interaction between a magnetic field and the induced currents in the liquid metal.

Direct-current and alternating current conduction-pumps and also induction pumps are built. The induction pumps may be linear or helicoidal. The linear pumps may be plane or cylindrical.

In this paper an electromagnetic induction pump achieved at the Department of Electrical Engineering of the Polytechnic Institute of Braşov and a calculus method for such pumps are presented.

1. OPERATION PRINCIPLE

In Fig. 1 a plane electromagnetic pump is schematically represented. The channel 1, through which the liquid metal 2 is vehicled, is placed between two armatures 3 provided with threephase windings 4. In the interstice between the two armatures a travelling magnetic field is established which induces electric currents in the liquid metal. Due to the interaction between the travelling magnetic field and the induced currents, forces occur which move the liquid metal. When the channel walls are metallic then in them are induced currents too, producing Joule-Lenz losses.

The branch of the pump to the pumping device is achieved with certain parts 5, making the passage from the circular cross-section of the pipes to the rectangular cross-section of the channel.

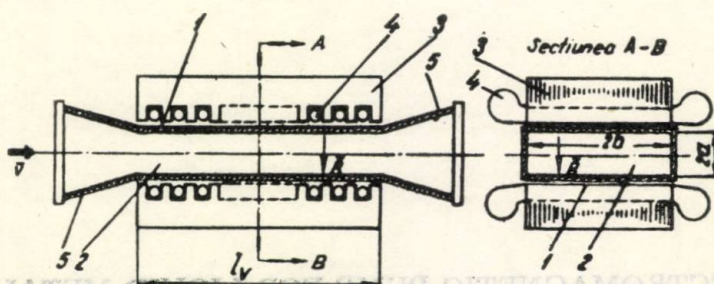


Fig. 1. The plane electromagnetic pump draft:
1 — channel; 2 — liquid metal; 3 — inductor armature; 4 — triphase winding;
5 — connection parts.

If we designate by v_0 the speed of the travelling magnetic field and by v the speed of the liquid metal, one can define the slip like for the induction machine as $s = \frac{v_0 - v}{v_0}$, where $v_0 = 2 \tau f$.

2. THE ELECTROMAGNETIC FIELD IN THE MACHINE CHANNEL

The equations of the electromagnetic field in a quasi-stationary state considering the reference system solidary with the inductor, are [1]:

$$\text{rot } \bar{E} = - \frac{\partial \bar{B}}{\partial t} \quad (1)$$

$$\text{rot } \bar{B} = \mu \bar{J} \quad (2)$$

$$\text{div } \bar{B} = 0 \quad (3)$$

$$\bar{J} = \sigma (\bar{E} + \bar{v} \times \bar{B}) \quad (4)$$

where one had in view, that for liquid metals and for metals ordinarily used to the construction of the metallic channel $\mu = \text{const}$ namely $\mu_r \approx 1$.

One makes the following assumptions:

— One assumes the state magnitudes of the electromagnetic field as varying sinusoidally in the time.

— The channel is assumed long enough in the sense of the Ox -axis, so that the corresponding end effect i.e. the longitudinal effect, may be neglected.

— The size $2b$ of the channel in Fig. 1 is assumed larger than the other sizes, thus the corresponding end effect, i.e. the transversal end effect, may be neglected.

— The fluid speed is the same in every point inside the channel.

— The field amplitude is not varying along the length of the Ox-axis.

— The walls of the channel are assumed being made of insulator material, their influence, when they are metallic is taken into account separately.

— The magnetic permeability of the inductor steel is assumed as being infinite.

— The inductor steel losses are neglected.

The magnitudes regarding the inside of the channel will have the subscript e, and those regarding the walls of the channel will have the subscript ew.

The configuration of the studied channel and the adopted reference system are given in Fig. 2.

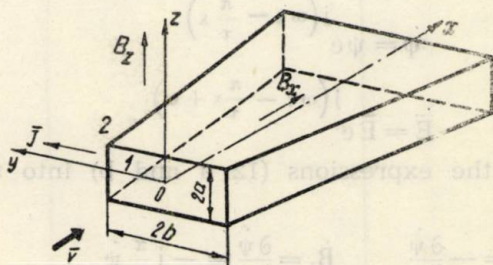


Fig. 2. Configuration of the MHD channel reference system.

From the equation (3) and the assumptions made before it follows $\bar{B} = \text{rot } \bar{\psi}_j(x, y)$ and because $\bar{B}$ is not varying along the Oy axis one obtains:

$$\bar{B} = \text{rot } \bar{j} \psi = -\bar{i} \frac{\partial \psi}{\partial z} + \bar{k} \frac{\partial \psi}{\partial x} \quad (5)$$

From the equations (3) and (5) one deduces

$$\text{rot rot } \bar{A} = \mu \bar{J} \quad (6)$$

where $\bar{A}$ is the vector potential.

From the equations (2), (5) and (6) one obtains

$$-\nabla^2(\bar{j} \psi) + \text{grad div}(\bar{j} \psi) = \mu \bar{j} J_y \quad (7)$$

Since ψ is a function only of the coordinates x and z it follows:

$$\text{div } \bar{j} \psi = \frac{\partial \psi}{\partial y} = 0 \quad (8)$$

and by virtue of the equations (2), (5) and (8) one obtains :

$$\bar{J} = j J_y \quad (9)$$

From the equations (7) and (8) one obtains :

$$J_y = -\frac{1}{\mu} \nabla^2 \psi \quad (10)$$

From the equations (4) and (10) one obtains :

$$-\frac{1}{\sigma \mu} \nabla^2 \psi = E_y - v B_z \quad (11)$$

Since it is a matter of a travelling field along the Ox axis, using the complex unsimplified representation, one may write :

$$\dot{\bar{B}} = \bar{B} e^{j(\omega t - \frac{\pi}{\tau} x)} \quad (12a)$$

Analogically

$$\dot{\bar{\psi}} = \bar{\psi} e^{j(\omega t - \frac{\pi}{\tau} x)} \quad (12b)$$

$$\dot{\bar{E}} = \bar{E} e^{j(\omega t - \frac{\pi}{\tau} x + \alpha)} \quad (12c)$$

Introducing the expressions (12 a and b) into the equation (5) one obtains :

$$\dot{B}_x = -\frac{\partial \dot{\psi}}{\partial z} \quad \dot{B}_z = \frac{\partial \dot{\psi}}{\partial x} = -j \frac{\pi}{\tau} \dot{\psi} \quad (13a, b)$$

From the equations (1) and (13a, b) it follows :

$$-\frac{\partial \dot{E}_y}{\partial z} = j \omega \frac{\partial \dot{\psi}}{\partial z} \quad \frac{\partial \dot{E}_y}{\partial x} = -j \omega \frac{\partial \dot{\psi}}{\partial z} \quad (14a, b)$$

Therefore

$$\dot{E}_y = -j \omega \dot{\psi} \quad (15)$$

Introducing into the equation (11) the equations (13) and (15) one obtains :

$$\nabla^2 \dot{\psi} - j \sigma \mu \left(\omega - v \frac{\pi}{\tau} \right) \dot{\psi} = 0 \quad (16)$$

therefore

$$\frac{\partial^2 \dot{\psi}}{\partial z^2} = \dot{\beta}^2 \dot{\psi} \quad (17)$$

where for the domain inside the channel

$$\dot{\beta}^2 = \left(\frac{\pi}{\tau} \right)^2 + j \sigma \mu \frac{\pi}{\tau} s v_0 \quad (18)$$

In the domain outside the channel the symmetry condition $\dot{\psi}(z) = \dot{\psi}(-z)$ is satisfied and it follows that the solution of the differential equation (17) :

$$\dot{\psi} = C_1 \operatorname{ch} \dot{\beta} z e^{j\left(\omega t - \frac{\pi}{\tau} x\right)} \quad (19)$$

The coefficient C_1 may be determined from the boundary conditions for the plane $z=a$. Using the equation (13b) one obtains :

$$\dot{B}_z = B_{z0} e^{j\left(\omega t - \frac{\pi}{\tau} x\right)} = -j \frac{\pi}{\tau} C_1 \operatorname{ch} \dot{\beta} a e^{j\left(\omega t - \frac{\pi}{\tau} x\right)}$$

It follows :

$$C_1 = j \frac{\tau}{\pi} \cdot \frac{1}{\operatorname{ch} \dot{\beta} a} B_{z0}$$

and

$$\dot{\psi} = j \frac{\tau}{\pi} \cdot \frac{1}{\operatorname{ch} \dot{\beta} a} B_{z0} \operatorname{ch} \dot{\beta} z e^{j\left(\omega t - \frac{\pi}{\tau} x\right)} \quad (20)$$

From the equations (15) and (20) one obtains :

$$\dot{E}_y = -j \omega \dot{\psi} = \omega \frac{\tau}{\pi} \cdot \frac{1}{\operatorname{ch} \dot{\beta} a} B_{z0} \operatorname{ch} \dot{\beta} z e^{j\left(\omega t - \frac{\pi}{\tau} x\right)} \quad (21)$$

From the equations (13a) and (20) one obtains :

$$\dot{H}_x = -\frac{1}{\mu_0 \mu_r} \cdot \frac{\partial \dot{\psi}}{\partial z} = j \frac{1}{\mu_0} \cdot \frac{\tau}{\pi} \cdot \frac{\dot{\beta}}{\operatorname{ch} \dot{\beta} a} B_{z0} \operatorname{sh} \dot{\beta} z e^{j\left(\omega t - \frac{\pi}{\tau} x\right)} \quad (22)$$

Analogically one obtains :

$$J_y = -\sigma \frac{\pi}{\tau} s v_0 j \dot{\psi} \quad (23)$$

Calculus of the Complex Power Transferred into the Channel through the Walls

It will be considered a parallelepiped having the sizes of the active zone of the channel, and the complex electromagnetic power transferred through the channel walls will be calculated. One will use the complex Poynting vector and one obtains :

$$\dot{\Pi} = \frac{1}{2} \dot{\vec{E}} \times \dot{\vec{H}}^* = i \frac{1}{2} \dot{E}_y \dot{H}_z^* - k \frac{1}{2} \dot{E}_y \dot{H}_x^* \quad (24)$$

The power transfer is different from zero only through the channel faces parallel to xOy. One obtains the complex expression of the power entering the channel :

$$P + jQ = \int_{\Sigma} \vec{\Pi} \cdot d\vec{S} = 2 \int_{\Sigma} \frac{1}{2} \dot{E}_y \dot{H}_x^* 2b dx$$

Substituting the expression (21) and (22) calculated for $z=a$ for $\dot{E}_y$ and $\dot{H}_x$ one obtains :

$$P + jQ = j \frac{1}{\mu_0 \mu_r} \omega \left(\frac{\tau}{\pi} \right)^2 B_{z0}^2 (\beta^* \operatorname{th} \beta^* a) L l_v \quad (25)$$

where there are denoted :

$l_v = 2p\tau$ — the length of the active part of the winding, Fig. 1,

$2p$ — pole number

$L=2b$ —channel width.

3. EQUIVALENT IMPEDANCE AT THE TERMINALS OF THE INDUCTOR WINDING

The inductor consists of the stator being the primary circuit. Consider the inductor winding having m phases, w series turns number per phase, winding factor k_w .

In this case the secondary circuit consists of the conductor fluid in the channel. The secondary is characterized by a certain resistance and a certain reactance called the secondary parameters.

It will be called equivalent secondary winding, a winding seated in place of the fluid of the channel, having the same turns number and the same winding factor as the stator winding. The transposition of the secondary parameters to the secondary equivalent winding is called transposition to the primary. The secondary parameters, transposed to the primary, are obtained by comparing the losses and the reactive power in the real secondary and the equivalent winding. The complex power developed in the equivalent winding considering the same magnetic field as in the real case, is

$$P + jQ = m \frac{\left(\frac{2}{\pi} \tau L \frac{B_{z0}}{\sqrt{2}} \omega w k_w \right)}{\dot{Z}_c} \quad (26)$$

where $\dot{Z}_c$ is the equivalent impedance.

From the comparison of the equations (25) and (28) it results :

$$\dot{Z}_c = j \omega \frac{\mu_0 \mu_r}{\beta_c \operatorname{th} \beta_c a} \cdot \frac{2L}{l_v} m (w k_w)^2 \quad (27a)$$

If $|\beta_c a| < 1$ one can write :

$$\dot{Z}_c = j \omega \frac{\mu_0 \mu_r}{\beta_c^2 a^2} \cdot \frac{2L a}{l_v} m (w k_w)^2 \quad (27b)$$

If the walls of the channel are made of conductor material, for instance non-magnetic steel, then in the walls also an active and a reactive power are developed. Analogically as before one obtains the equivalent impedance of the channel walls parallel to plane xOy. If the thickness of a wall is a_0 , we have :

$$\dot{Z}_{ew} = j\omega \frac{\mu_0 \mu_r}{\beta_{ew} \text{th} \beta_{ew} a_0} \cdot \frac{2L}{l_v} m (w k_w)^2 \quad (28a)$$

If $|\beta_{ew} a_0| < 1$ one can write:

$$\dot{Z}_{ew} = j\omega \frac{\mu_0 \mu_r}{\beta_{ew}^2 a_0^2} \cdot \frac{2L a_0}{l_v} m (w k_w)^2 \quad (28b)$$

It must be mentioned that one calculates β_{ew} using formula (18) for $s=1$, the wall being immobile.

If between the surfaces of the two armatures of the inductor there is an air interstice too, then for its magnetization, a reactive power is necessary and its corresponding impedance is

$$\dot{Z}_m = j X_m = j\omega \mu_0 L \frac{m}{\pi} \cdot \frac{w^2}{p} k_w^2 \frac{2}{\pi} \cdot \frac{\tau}{\delta_0} \quad (29)$$

where δ_0 is the width of the interstice occupied by air.

The parameters R_1 and $X_{\sigma 1}$ of the primary winding are calculated using the usual formulas known for the induction machine. If the interstice between the two inductor armature is large, the leakage flux between the neighbouring poles of the same armature, which closes through the space occupied by air or by the channel walls may be important and therefore $X_{\sigma 1}$ is increased [2] by

$$X_{\sigma m} = (k_m - 1) X_m$$

where

$$k_m = \text{ch} \frac{\pi (a_0 + \delta_0)}{2\tau}$$

if both armatures of the inductor are wound, and

$$k_m = \frac{\text{ch} \frac{\pi (a_0 + \delta_0)}{\tau}}{\text{ch} \frac{\pi}{2} \cdot \frac{(a_0 + \delta_0)}{\tau}}$$

if only one inductor armature is wound.

Considering the described machine, as a triple wound-transformer or as a two-secondary induction machine, namely the fluid of the channel and the conductor walls of the channel, one obtains the equivalent circuit in Fig. 3. This way of treating is approximate be-

cause it was considered that through the fluid passes the same magnetic flux as through the walls of the channel. Actually the flux passing through the fluid is smaller than the magnetic flux passing through the walls of the channel, because some part of the magnetic flux closes between the neighbouring poles passing through the walls of the channel without passing through the fluid of the channel. This flux is taken into account, including it in the magnetic leakage flux.

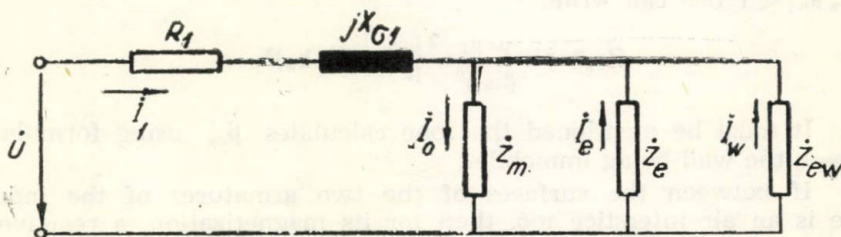


Fig. 3. Equivalent circuit of the induction electromagnetic pump.

If the size $2b$ is comparable with the other sizes of the channel, namely to a and τ , then the corresponding end effect must be taken into account which can be made using the method applied to the analysis of the electromagnetic field propagation into rectangular plates [3]. In this case the formula (18) is to be replaced by :

$$\beta^2 = \left(\frac{\pi}{\tau}\right)^2 + \left(\frac{\pi}{L}\right)^2 + j\sigma\mu\frac{\pi}{\tau}sv_0 \quad (18a)$$

and the second member of the formulas (27) and (28) is to be multiplied by the factor k_f by means of which the effect of the current is taken into consideration :

$$k_f = \frac{1}{1 - \frac{2}{\pi} \cdot \frac{\tau}{L} \operatorname{th} \frac{\pi}{2} \cdot \frac{L}{\tau}} \quad (30)$$

The end effect may be taken into account also by direct numerical solving of the electromagnetic field equations [4].

4. THE INTERNAL POWER AND THE VARIATION OF THE STATIC PRESSURE DROP

The internal specific power is given by the mechanical work, effected in the unit of time by the electromagnetic forces :

$$P = \bar{v}(\mathbf{J} \times \mathbf{B})$$

The equation can be written in complex, introducing $\dot{J}$ and $\dot{B}$, and one obtains the internal specific power in complex $\dot{S}_{is}$. Integrating this power over the channel domain, one obtains the total internal power in complex, from where it follows the internal power :

$$P_i = \operatorname{Re} j \frac{1}{\mu} (1-s) \omega \left(\frac{\tau}{\pi} \right)^2 B_{zo}^2 (\dot{\beta}^* \operatorname{th} \dot{\beta}^* a) L l_v \quad (31)$$

From the equation (25) and (31) one notices that there exists like for the induction machine the equation $P_i = (1-s)P$.

Analogically one obtains the Joule-Lenz losses in the channel :

$$P_J = \operatorname{Re} j \frac{1}{\mu} s \omega \left(\frac{\tau}{\pi} \right)^2 B_{zo}^2 (\dot{\beta}^* \operatorname{th} \dot{\beta}^* a) L l_v \quad (32)$$

It follows therefore $P_J = sP$ like for the induction motor.

If one disregards the hydraulic losses, then the actual power is just the internal power and one can write :

$$P_u \approx P_i = (1-s)P = (1-s) \operatorname{Re} \dot{Z}_e(s) I_e^2$$

For $v = \text{constant}$ one can obtain the static pressure variation

$$\Delta p = \frac{P_u}{v \cdot 2 a L} = \frac{P_u}{(1-s) v_o \cdot 2 a L}$$

Therefore

$$\Delta p = \frac{1}{v_o \cdot 2 a L} m I_e^2 \operatorname{Re} \dot{Z}_e(s) \quad (33)$$

More exactly the pressure variation is $\frac{\Delta p}{k_{pr}}$, where k_{pr} is an empirical coefficient taking into account the pressure variation reduction following the longitudinal end effect due to the open magnetic circuit. This coefficient greater than the unit is close to the unit for the inductors with compensation winding.

5. CALCULUS AND EXPERIMENTAL RESULTS

The presented calculus method, was verified on the induction pump of Fig. 4, where the channel was made of fireproof steel, and the vehicled fluid mercury. Details regarding the construction of this pump are given in the paper [5]. The magnitudes used for the calculus (Fig. 1 and Fig. 3) are the following : $U=387$ V ; $f=50$ Hz ; $m=3$; $p=3$; $a=3,5$ mm ; $a_o=2$ mm ; $\tau=180$ mm ; $\rho_{Hg \ 100^\circ C}=1,03 \cdot 10^{-6}$ Ωm ; $\rho_{steel \ 100^\circ C}=1,1 \cdot 10^{-6}$ Ωm ; $R_1=0,3$ Ω ; $X_{\sigma 1}=1,42$ Ω .

Achieving the calculus by the equation (18a) one obtained :

$$\dot{p}_e^* = 990 + j 385 \text{ s} ; \quad \dot{p}_{cw}^* = 990 + j 359 \text{ s}$$

Using the equations (27a) and (28b) for $s=1$, taking into account the end effect by $k_f=4$ taken from the paper [3], Fig. 9, one calculated the equivalent impedances

$$\dot{Z}_e = 4,45 + j 11,5 ; \quad \dot{Z}_{cw} = 7,42 + j 20,45 ;$$

from the equation (29) one obtained $Z_m = j 37,6 \Omega$. These impedances together with $\dot{Z}_{\sigma 1}$ give an equivalent impedance per phase at the ter-

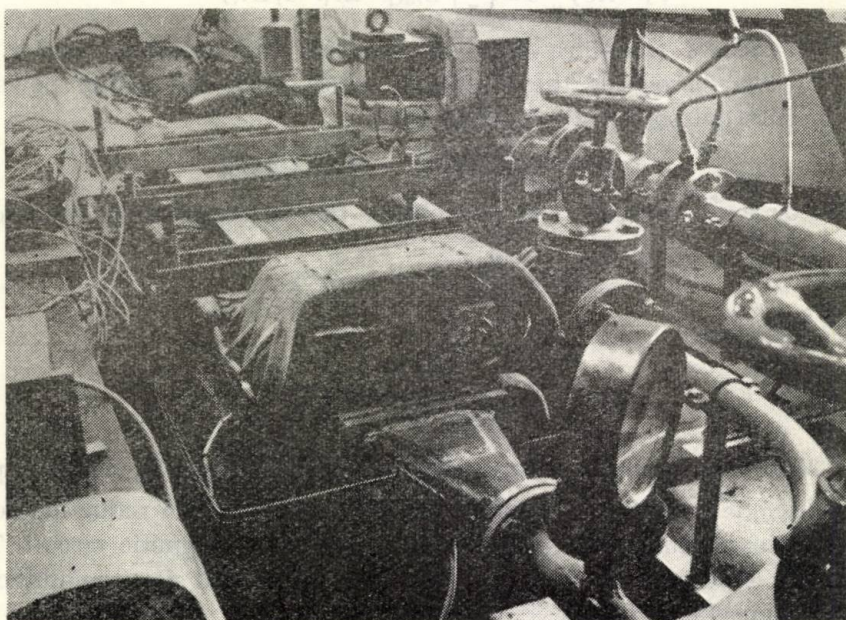


Fig. 4. Photography of the electromagnetic induction pump.

minals of the inductor $Z = 2,25 + j 7,73 \Omega$. For the line voltage $U = 387 \text{ V}$ it resulted the primary phase current $I_1 = 48 \text{ A}$ and through the impedance $\dot{Z}_e$ the current $I_e = 25,5 \text{ A}$. Using formula (33) one calculated Δp . In table 1 row 1 are given the results obtained by experiment. The measurement of the power was achieved by the two wattmeters method and the pressure variation was determined from the height of the mercury column balanced by the pump. A good agreement between the results obtained by calculus and by experiment can be seen.

Table 1

Magnitude No	U ₁ (V)	I ₁ (A)	P ₁ (kW)	Q ₁ kvar	p (bar)
1	387	48	15.550	53,500	5,72
2	387	55	15.660	58.800	4

Rezumat

Se descrie o pompă electromagnetică plană de inducție pentru metale lichide, realizată la catedra de electrotehnică a Institutului politehnic Brașov. Se stabilesc schema electrică echivalentă a pompei și expresiile parametrilor corespunzători apoi se calculează performanțele pompei în funcție de parametrii schemei electrice, ceea ce nu a fost indicat anterior în literatură.

Compararea rezultatelor obținute prin calcul cu rezultatele experimentale arată o bună concordanță.

Bibliografie

1. NICOLAIDE, A. : *Producerea energiei electrice pe cale magneto-hidrodinamică*. Editura tehnică, 1968.
2. TIUTIN, I. A. : *Elektromagnitnîe nassosi dlia jidkih metallov*, Riga, 1959.
3. NICOLAIDE, A. : *Calculul efectului de capăt la o piesă dreptunghiulară cu suprafață plană*. În : *Electrotehnica*, 13, nr. 5, 1965 p. 170.
4. SABONNADIÈRE, J. C. : *Contribution à l'étude des moteurs asynchrones linéaires*. Thèses de doctorat, Faculté des sciences de l'Université de Grenoble, 1969.
5. NICOLAIDE, A., GOGIOIU, A., ȚAȚA, M. : *Instalație compusă din pompă electromagnetică și un generator magnetohidrodinamic*. În : *Studii și cercetări de energetică și electrotehnică*, Tom IX nr. 4/1969. Editura Academiei R. S. R.

15.I.1970.

PROGRAM PENTRU CALCULUL CUPLULUI MOTORULUI SINCRON LA TURAȚIE VARIABILĂ CU CALCULATORUL ELECTRONIC NUMERIC

EMIL MICU

Expresia uzuală, simplificată, a cuplului motorului sincron alimentat la frecvență constantă se obține prin neglijarea rezistenței înfășurării indusului. În cazul acționărilor cu motoare sincrone de turație variabilă, alimentate de la convertizoare statice cu tiristoare, rezistența înfășurării indusului nu se mai poate neglija în raport cu reactanțele, care scad proporțional cu scăderea frecvenței.

În literatură sînt date expresiile cuplului electromagnetic al motorului sincron la frecvența nominală, considerînd rezistența înfășurării indusului, respectiv pierderile în fier [1], [2]. Lucrarea își propune să stabilească expresia cuplului electromagnetic a motorului sincron la frecvențe variabile cu considerarea rezistenței înfășurării indusului și neglijarea pierderilor în fier. Din cauza complexității acestei expresii este necesar să se apeleze la calculatoarele numerice. Importanța acestor calcule este determinată de interesul tot mai mare ce se acordă acționărilor care utilizează electronica de putere.

1. CALCULUL CUPLULUI ELECTROMAGNETIC

În regim staționar, ecuațiile din teoria celor două axe a motorului sincron, la frecvențe diferite de frecvența nominală, cu unghiul de sarcină δ considerat pozitiv pentru regimul de motor, în sistemul de unități relative (per-unit) se scriu [3]

$$-u \sin \delta = r i_d - x_q i_q f \quad (1)$$

$$u \cos \delta - i_E f = r i_q + x_d i_d f \quad (2)$$

în care u — tensiunea de alimentare, i_E — curentul de excitație, r — rezistența înfășurării indusului, x_d, x_q — reactanța sincronă longitudinală și transversală, i_d, i_q — curentul din înfășurarea echivalentă din axa longitudinală respectiv transversală și f — frecvența.

Expresia cuplului electromagnetic m_e în regim staționar (curenții din înfășurările de amortizare fiind egali cu zero) se scrie :

$$m_e = i_d i_q (x_d - x_q) + i_E i_q \quad (3)$$

Din (1, 2) rezultă

$$i_d = \frac{u}{f \left[\left(\frac{r}{f} \right)^2 + x_d x_q \right]} \left[x_q (\cos \delta - \alpha f) - \frac{r}{f} \sin \delta \right] \quad (4)$$

și

$$i_q = \frac{u}{f \left[\left(\frac{r}{f} \right)^2 + x_d x_q \right]} \left[x_d \sin \delta + \frac{r}{f} (\cos \delta - \alpha f) \right] \quad (5)$$

unde s-a notat cu α raportul dintre curentul de excitație și tensiunea de alimentare (exprimate în u.r.).

Expresia cuplului electromagnetic rezultă imediat :

$$m_e = \frac{\left(\frac{u}{f} \right)^2}{\left(\frac{r}{f} \right)^2 + x_d x_q} \left\{ \frac{x_d - x_q}{\left(\frac{r}{f} \right)^2 + x_d x_q} \left[\frac{1}{2} \left(x_d x_q - \frac{r^2}{f^2} \right) \sin 2\delta + \left(\frac{r^2}{f^2} - x_d x_q \right) \alpha f \sin \delta - \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{r}{f} x \sin^2 \delta + \frac{r}{f} x_q (\cos \delta - \alpha f)^2 \right] + \alpha f \left[x_d \sin \delta + \frac{r}{f} (\cos \delta - \alpha f) \right] \right\}$$

care particularizată pentru $f=1$ și $r \approx 0$ devine expresia simplificată cunoscută a cuplului electromagnetic a motorului sincron cu poli aparenți

$$m_e = \frac{1}{x_d} u^2 \alpha \sin \delta + \frac{1}{2} \frac{x_d - x_q}{x_d x_q} u^2 \sin 2\delta$$

În expresia (6) s-a evidențiat raportul u/f pentru că în mod obișnuit, în acționările cu motoare asincrone și sincrone alimentate cu tensiuni de frecvențe variabile, acest raport se menține constant pentru ca fluxul magnetic al mașinii să fie aproximativ constant. În unități relative acest raport este egal cu unitatea.

2. SCHEMA LOGICA DE CALCUL

Pentru a obține valorile cuplului electromagnetic al motorului sincron la diferite unghiuri de sarcină și frecvențe este necesar ca calculatorul să dea două decizii logice, corespunzătoare la două cicluri : unul

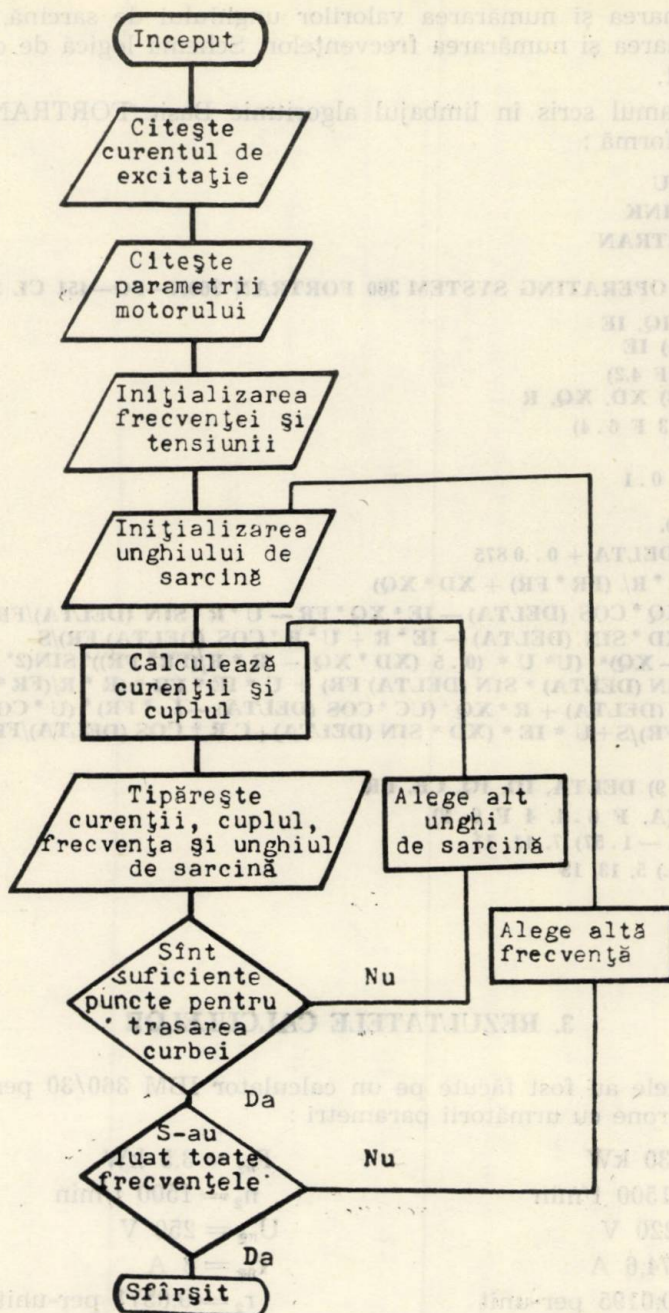


Fig. 1. Schema logică de calcul

pentru asignarea și numărarea valorilor unghiului de sarcină, al doilea pentru asignarea și numărarea frecvențelor. Schema logică de calcul este dată în fig. 1.

Programul scris în limbajul algoritmic Basic FORTRAN—IV are următoarea formă :

```
// JOB CUPLU
// OPTION LINK
// EXEC FORTRAN
```

DISK OPERATING SYSTEM 360 FORTRAN 360N—FO—451 CL 3—4

```
REAL ID, IQ, IE
READ (1, 1) IE
1 FORMAT (F 4.2)
READ (1, 3) XD, XQ, R
3 FORMAT (3 F 6.4)
FR = 0.
5 FR = FR + 0.1
  U = FR
  DELTA = 0.
7 DELTA = DELTA + 0.0875
  S = FR * (R * R / (FR * FR) + XD * XQ)
  ID = (U * XQ * COS (DELTA) - IE * XQ * FR - U * R * SIN (DELTA) / FR) / S
  IQ = (U * XD * SIN (DELTA) - IE * R + U * R * COS (DELTA) / FR) / S
  CE = ((XD - XQ) * (U * U * (0.5 (XD * XQ - R * R / (FR * FR)) * SIN(2 * DELTA) -
    R * XD * SIN (DELTA) * SIN (DELTA) / FR) + U * IE * FR * (R * R / (FR * FR) - XD
    * XQ) * SIN (DELTA) + R * XQ * (UC * COS (DELTA) - I * FR) * (U * COS (DELTA)
    - IE * FR) / FR) / S + U * IE * (XD * SIN (DELTA) + C R * COS (DELTA) / FR) - IE * IE
    * R) / S
  WRITE (3, 9) DELTA, ID, IQ, CE, FR
9 FORMAT (A, F 6.4, 4 F 6.2)
  IF (DELTA - 1.57) 7, 11, 11
11 IF (FR - 1.) 5, 13, 13
13 STOP
END
```

3. REZULTATELE CALCULELOR

Calcululele au fost făcute pe un calculator IBM 360/30 pentru două motoare sincrone cu următorii parametri :

$$P_{n1} = 30 \text{ kW}$$

$$n_1 = 1500 \text{ t/min}$$

$$U_{n1} = 220 \text{ V}$$

$$I_{n1} = 74,6 \text{ A}$$

$$r_1 = 0,0195 \text{ per-unit}$$

$$x_{d1} = 0,74 \text{ per-unit}$$

$$x_{q1} = 0,49 \text{ per-unit}$$

$$P_{n2} = 3,5 \text{ kW}$$

$$n_2 = 1500 \text{ t/min}$$

$$U_{n2} = 250 \text{ V}$$

$$I_{n2} = 8 \text{ A}$$

$$r_2 = 0,0571 \text{ per-unit}$$

$$x_{d2} = 0,5805 \text{ per-unit}$$

$$x_{q2} = 0,2684 \text{ per-unit}$$

Curbele cuplului electromagnetic în funcție de unghiul de sarcină pentru diferite frecvențe, cu $\frac{u}{f}=1$ și $i_E=1$ sînt date în fig. 2 și 3. În fig. 3 curba cu linie punctată este curba cuplului, la frecvența nominală,

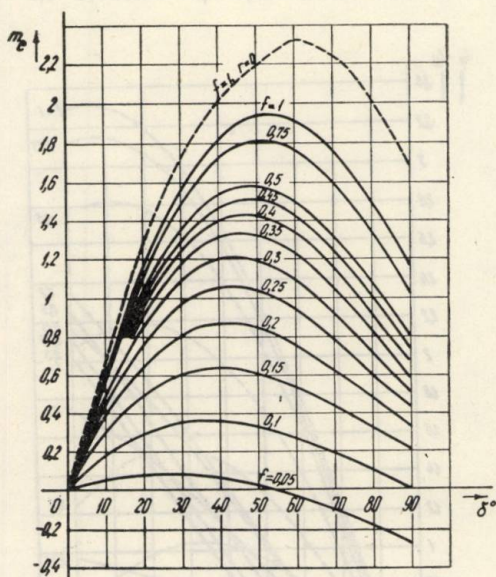


Fig. 2. Cuplul electromagnetic al unui motor sincron de 30 kW la diferite frecvențe ($u/f = \text{const}$, $i_E = 1$)

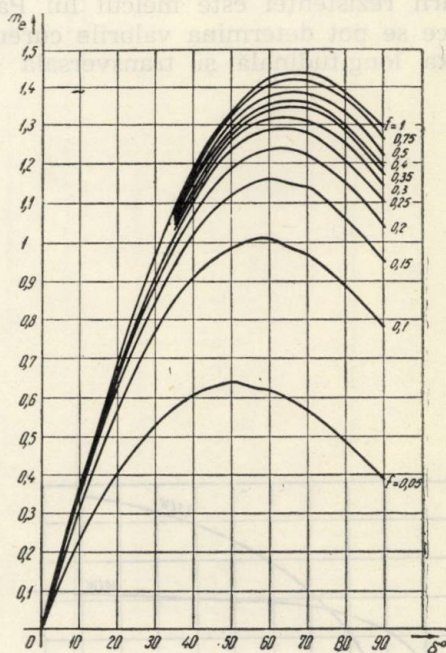


Fig. 3. Cuplul electromagnetic al unui motor de 3,5 kW

cu neglijarea rezistenței. Pentru a obține valoarea cuplului electromagnetic în unități fizice (Nm) se înmulțesc valorile exprimate în unități relative cu valoarea cuplului de bază M_b , care reprezintă cuplul corespunzător puterii active $\frac{2}{3} P_n$ la turația sincronă nominală

$$M_c = m_c M_b [\text{Nm}].$$

Pentru cele două motoare cuplurile de bază sînt $M_{b1} = 127 \text{ Nm}$ și $M_{b2} = 14,9 \text{ Nm}$.

Din analiza curbelor de variație a cuplului electromagnetic cu frecvența reiese că la puteri mai mari, la care rezistența are valori mici în raport cu reactanțele, scăderea cuplului la frecvențe joase (fig. 2) este mai puțin pronunțată decît la puteri mici (fig. 3).

Considerînd cuplul maxim rezistent în regim staționar la o anumită frecvență egal cu jumătate din cuplul electromagnetic maxim, deci

luind un factor de supraîncărcare $k_m = 2$, în fig. 4 se arată zonele în care motoarele pot funcționa stabil din punct de vedere static, adică zona în care posedă o rezervă suficientă de putere sincronizantă (unghiul de sarcină fiind aproximativ 20°).

Locul geometric al curentului motorului sincron, în cazul considerării rezistenței este melcul lui Pascal. Cu ajutorul construcțiilor grafice se pot determina valorile curenților din înfășurările echivalente din axa longitudinală și transversală la diferite frecvențe și diferite în-

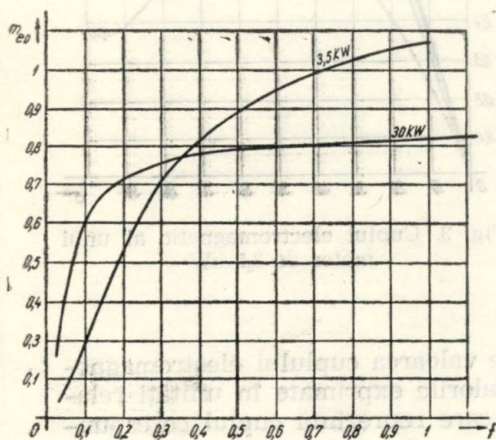


Fig. 4. Limita stabilității statice

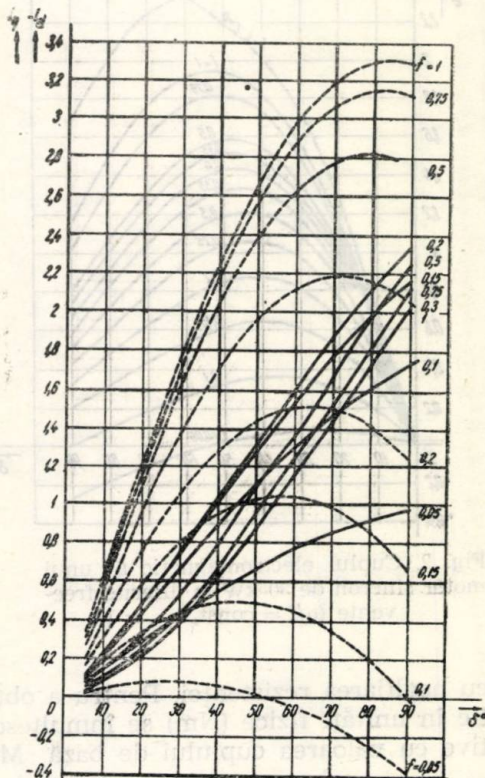


Fig. 5. Curenții motorului sincron la diferite frecvențe

cărcări [3]. Metoda numerică care utilizează programul de mai sus permite determinarea directă a acestor curenți, necesari pentru calculul funcției de transfer a motorului și pentru analiza stabilității [3]. În fig. 5 sînt date diagramele curenților motorului de 3,5 kW, în funcție de unghiul de sarcină pentru $\frac{u}{f} = 1$, $i_E = 1$ și diferite frecvențe.

S u m m a r y

This paper establishes the expression of the electrical torque of variable frequency operated synchronous motor with consideration of armature resistance and neglecting of hysteresis and eddy current losses. The paper described also a digital computer program which enables the rapid computation of this expression. The computation results illustrate the effect of armature resistance on the electrical torque, if the amplitude of the applied voltages decreases linearly with the frequency.

Bibliografie

1. NICOLAIDE, A.: *Despre puterea electromagnetica a motoarelor sincrone*. In: Stud. realiz. electrot. Inst. teh. Craiova, 1957.
 2. DORDEA, T.: *Asupra cuplului electromagnetice al masinilor electrice*. St. cerc. energ. electr. Tom. 18, 1968, Nr. 1.
 3. MICU, EM.: *Funcția de transfer și stabilitatea motorului sincron la frecvențe joase și cuplu rezistent variabil*. Electrotehnica, 1970, nr. 3.
-

25 ianuarie 1970.

ASUPRA METODEI MATRICEALE DE REZOLVARE A CIRCUITELOR ELECTRICE

E. DÎMBOIU, W. SZABO

Studiul circuitelor electrice complexe necesită rezolvarea unui mare număr de ecuații. Este important ca scrierea și rezolvarea acestor ecuații să se desfășoare după reguli simple și într-o ordine determinată, ușor de urmărit sau eventual de modificat. Metoda matriceală răspunde în cea mai mare măsură acestor necesități.

În această lucrare autorii își propun prezentarea metodei matriceale de rezolvare a circuitelor electrice, bazate pe teoria grafului sub o formă ușor de aplicat, lucru pe care literatura de specialitate existentă nu-l satisface decât parțial.

1. GRAFURILE CIRCUITELOR ELECTRICE

Toate proprietățile unui circuit referitoare la relațiile dintre laturi, noduri și ochiuri se studiază pe schema topologică a circuitului. Se numește schemă topologică sau graf al unui circuit, o schemă simplificată, în care structura laturilor nu este specificată, acestea fiind figurate prin linii iar nodurile prin puncte.

Un graf se numește conex dacă oricare două noduri ale lui pot fi unite printr-o curbă, care trece numai prin laturile grafului.

Se numește arbore al unui graf, o porțiune conexă a lui, formată din laturi, care conține toate nodurile acestuia, însă nu conține nici un ochi. Se observă ușor că fiecare arbore al unui graf conex cu N noduri are un număr de laturi egal cu $N-1$.

Subgraful complementar unui arbore se numește coarbore. Suprapunând arborele și coarborele rezultă graful rețelei.

Laturile grafului în număr de L pot fi împărțite în ramuri (laturi aparținând arborelui) și în coarde (laturi aparținând coarborului respectiv).

Din totalul ochiurilor grafului unele sînt independente, iar altele dependente, adică se pot forma din combinarea celor independente. Un sistem de ochiuri independente este dat de ochiurile formate din cîte o coardă și ramurile corespunzătoare ale arborelui. Deci, numărul ochiurilor independente O este egal cu numărul coardelor :

$$O = L - N + 1.$$

Laturile și ochiurile unui graf se consideră orientate, sensurile de referință fiind indicate prin săgeți. Orientarea laturilor este arbitrară. Fiecărui ochi i se atribuie orientarea determinată de sensul de referință al laturii — coardă pe care o conține.

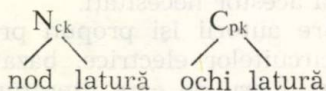
Proprietățile topologice ale unui graf pot fi caracterizate prin două matrice : matricea de incidență (apartenență) a laturilor la noduri, respectiv matricea de incidență a laturilor la ochiuri.

Noțiunea de incidență în teoria grafului are următoarele semnificații :

— o latură este incidentă la un nod atunci cînd nodul este o extremitate a laturii ;

— o latură este incidentă la un ochi atunci cînd latura face parte din ochi.

Se pot defini niște coeficienți de incidență (apartenență) a laturilor la noduri sau la ochiuri :



Coeficientul de incidență a laturii k la nodul c poate avea valorile $+1$, -1 , 0 , după cum latura iese din nod, intră în nod sau nu este incidentă la nod. Analog și coeficientul C_{pk} de incidență a laturii k la ochiul p poate fi $+1$, -1 , 0 , după cum latura k face parte din ochiul p avînd aceeași orientare cu el, orientarea inversă sau nu este incidentă la ochi.

Matricea de incidență a laturilor la noduri este formată din $N - 1$ linii și L coloane. Liniile matricei corespund celor $N - 1$ noduri independente, iar coloanele corespund celor L laturi și sînt aranjate în ordinea ramurilor și a coardelor. Matricea se completează cu coeficienții de incidență N_{ck} :

$$[A] = \begin{array}{|c|c|c|c|} \hline N_{11} & N_{12} & & N_{1L} \\ \hline N_{21} & N_{22} & & N_{2L} \\ \hline & & & \\ \hline N_{N-1,1} & N_{N-1,2} & & N_{N-1,L} \\ \hline \end{array}$$

Matricea de incidență a laturilor la ochiuri este formată din O linii și L coloane. Liniile matricei corespund celor O ochiuri independente, iar coloanele corespund celor L laturi aranjate în ordinea ramurilor și coardelor. Matricea se completează cu coeficienții de incidență C_{pk} :

$$[B] = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & & C_{1L} \\ C_{21} & C_{22} & & C_{2L} \\ & & & \\ & & & \\ C_{O1} & C_{O2} & & C_{OL} \end{bmatrix}$$

2. ECUAȚIILE MATRICEALE ALE CIRCUITELOR ELECTRICE

Primele două ecuații matriceale ale circuitelor electrice reprezintă, în fond, teoremele lui Kirchhoff scrise sub formă matriceală.

Astfel, teorema întâia a lui Kirchhoff, aplicată nodului c este :

$$\sum_{k \in c} I_k = 0, \quad \text{unde } c = 1, 2, \dots, N-1, \quad (1)$$

Întrucât din cele N noduri numai $N-1$ sînt independente. Exprimînd aceste relații cu ajutorul coeficienților de incidență a laturilor la noduri, se obține în mod evident :

$$\sum_{k=1}^L N_{ck} I_k = 0 ; \quad c = 1, 2, \dots, N-1. \quad (2)$$

Sistemul de $N-1$ ecuații (2) poate fi scris matriceal sub forma :

$$[A] [I] = 0. \quad (3)$$

Teorema a doua a lui Kirchhoff, aplicată ochiului p :

$$\sum_{k \in p} U_{bk} = 0 ; \quad p = 1, 2, \dots, 0, \quad (4)$$

se poate exprima cu ajutorul coeficienților de incidență a laturilor la ochiuri :

$$\sum_{k=1}^L C_{pk} U_{bk} = 0 ; \quad p = 1, 2, \dots, 0. \quad (5)$$

Sub formă matriceală, se obține :

$$[B] [\underline{U}_b] = 0. \quad (6)$$

Alte două ecuații matriceale se obțin din teorema lui Joubert [1], aplicată laturilor circuitului. Considerînd că în circuit nu există surse de curent, se poate scrie (fig. 1) :

$$\underline{U}_{bm} + \underline{U}_m = \sum_{s=1}^L \underline{Z}_{ms} \underline{I}_s ; \quad m = 1, 2, \dots L. \quad (7)$$

Acest sistem de L ecuații se scrie matriceal sub forma :

$$[\underline{U}_b] + [\underline{U}_e] = [\underline{Z}][\underline{I}]. \quad (8)$$

Matricele coloană $[\underline{U}_b]$, $[\underline{U}_e]$, $[\underline{I}]$ au liniile aranjate în ordinea laturilor grafului. Tensiunile electromotoare se introduc în matricea $[\underline{U}_e]$ cu semnele (+) sau (—) după cum sensurile reale din schemă corespund sau nu cu sensurile convenționale de orientare a grafului.

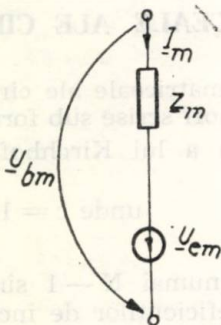


Fig. 1

Matricea $[\underline{Z}]$ este diagonală dacă în circuit nu există cuplaje magnetice. În caz contrar, ea conține pe diagonală impedanțele proprii ale laturilor, iar în rest impedanțele mutuale dintre laturile rețelei, cu semnul (+) sau (—) în funcție de modul în care se asociază sensurile convenționale de orientare a laturilor cu bornele polarizate ale bobinelor.

Înmulțind la stînga relația (8) cu inversa matricei impedanțelor, se obține :

$$[\underline{Z}]^{-1} [\underline{U}_b] + [\underline{Z}]^{-1} [\underline{U}_e] = [\underline{I}] \quad (9)$$

sau

$$[\underline{Y}][\underline{U}_b] = [\underline{I}] + [\underline{I}_s], \quad (10)$$

unde matricea admitanțelor $[Y]$ este inversa matricei $[Z]$, iar $[I_s]$ este matricea curenților de scurtcircuit ai laturilor cu semn schimbat :

$$[I_s] = -[Z]^{-1}[U_c].$$

În cazul cînd pe lângă sursele de tensiune există și surse de curent, relațiile (8) și (10) rămîn valabile, dar în locul lui $[I]$ se lucrează cu matricea :

$$[I'] = [I] + [J], \quad (11)$$

unde $[J]$ este matricea curenților debitați de sursele de curent.

Utimele două ecuații matriceale ale circuitelor electrice reprezintă relațiile dintre tensiunile la bornele laturilor și potențialele de noduri [1], respectiv dintre curenții din laturi și curenții ciclici asociați ochiurilor independente.

Tensiunea la bornele laturii k (fig. 2) poate fi exprimată în funcție de potențialele de noduri prin relația :

$$U_{bk} = V_i - V_j = \sum_{c=1}^L N_{ck} V_c, \quad k = 1, 2, \dots, N-1. \quad (12)$$

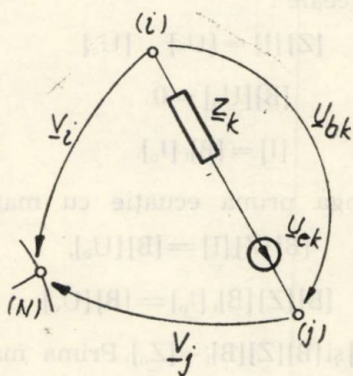


Fig. 2

Sistemul de $N-1$ ecuații (12) se scrie matriceal :

$$[U_b] = [A]_t [V], \quad (13)$$

în care $[A]_t$ este transpusa matricei de incidență a laturilor la noduri, iar $[V]$ — matricea coloană a potențialelor de noduri.

Avînd în vedere definiția matricei de incidență a laturilor la ochiuri, curenții din laturi pot fi exprimați în funcție de curenții ciclici asociați ochiurilor independente (care sînt chiar curenții din laturile-coardă) prin relația matriceală :

$$[\underline{I}] = [\underline{B}]_t [\underline{I}_o], \quad (14)$$

unde $[\underline{B}]_t$ este transpusă matricei $[\underline{B}]$, iar $[\underline{I}_o]$ reprezintă matricea curenților ciclici.

3. REZOLVAREA ECUAȚILOR MATRICEALE ALE CIRCUITELOR ELECTRICE

Cele șase ecuații ale circuitelor electrice grupează sub formă matriceală două sisteme complete de 2L ecuații independente, care permit calculul celor L tensiuni la borne și a celor L curenți din laturile circuitului electric, atunci când sînt cunoscute impedanțele $[\underline{Z}]$ și tensiunile electromotoare $[\underline{U}_e]$.

Dat fiind numărul mare de ecuații este indicat ca rezolvarea lor să se facă prin eliminarea unora din necunoscute, deci prin reținerea unui sistem de necunoscute de bază. În funcție de alegerea necunoscutelor de bază, se disting două variante ale metodei.

1) În prima variantă se iau ca necunoscute de bază curenții ciclici ai ochiurilor independente, adică matricea $[\underline{I}_o]$. Se utilizează următoarele trei ecuații matriceale :

$$[\underline{Z}][\underline{I}] = [\underline{U}_b] \quad [\underline{U}_e] \quad (8)$$

$$[\underline{B}][\underline{U}_b] = 0 \quad (6)$$

$$[\underline{I}] = [\underline{B}]_t [\underline{I}_o]. \quad (14)$$

Înmulțind la stînga prima ecuație cu matricea $[\underline{B}]$, se obține :

$$[\underline{B}][\underline{Z}][\underline{I}] = [\underline{B}][\underline{U}_e],$$

$$[\underline{B}][\underline{Z}][\underline{B}]_t [\underline{I}_o] = [\underline{B}][\underline{U}_e].$$

Se notează $[\underline{B}][\underline{U}_e] = [\underline{U}_{eo}]$ și $[\underline{B}][\underline{Z}][\underline{B}]_t = [\underline{Z}_o]$. Prima matrice se numește matricea tensiunilor electromotoare de ochiuri, iar a doua — matricea impedanțelor de ochiuri.

Cu aceste notații rezultă imediat curenții ciclici :

$$[\underline{I}_o] = [\underline{Z}_o]^{-1} [\underline{U}_{eo}]. \quad (15)$$

După determinarea necunoscutelor de bază $[\underline{I}_o]$ se determină cu ușurință celelalte necunoscute $[\underline{I}]$ și $[\underline{U}_b]$ cu relațiile (14) și (8).

2) În varianta a doua se adoptă drept necunoscute de bază potențialele de noduri $[\underline{V}]$ și se elimină celelalte necunoscute cu ajutorul sistemului de ecuații :

$$[\underline{Y}][\underline{U}_b] = [\underline{I}] + [\underline{I}_s] \quad (10)$$

$$[A][I] = 0 \quad (3)$$

$$[U_b] = [A]_t [V] \quad (13)$$

Ecuatia (10) se înmulțește la stînga cu matricea A :

$$[A][Y][U_b] = [A][I_s]$$

$$[A][Y][A]_t [V] = [A][I_s].$$

Se notează $[A][I_s] = [I_{sn}]$ și $[A][Y][A]_t = [Y_n]$. Ultima matrice se numește matricea admitanțelor de noduri, iar prima — matricea curenților de scurtcircuit injectați în noduri. Cu aceste notații rezultă matricea potențialelor de noduri :

$$[V] = [Y]^{-1} [I_{sn}]. \quad (16)$$

Cunoscînd necunoscutele de bază $[V]$ se determină tensiunile la borne $[U_b]$ și curenții $[I]$ din relațiile (13) și (10).

R é s u m é

On présente la méthode matricielle de résolution des circuits électriques, fondée sur la théorie des graphes, sur une forme facile à appliquer, ce que n'est pas réalisé que partiellement dans la littérature de spécialité. On définit les matrices d'incidence du graphe d'un circuit électrique, on écrit les équations matricielles du circuit et on indique les méthodes de résolution des celles-ci.

Bibliografie

1. TIMOTIN A., și col. : „*Lecții de bazele electrotehnicii*“ vol. II. Editura didactică și pedagogică, București 1964.
2. PREDA M., CRISTEA P. : „*Analiza și sinteza circuitelor electrice*“. Editura tehnică, București 1968.
3. POTOLEA E. : „*Calculul regimului permanent al sistemelor electrice*“. Editura tehnică, București 1967.

15 ianuarie 1970.

MOTOR ASINCRON CU ROTOR ÎN SCURTCIRCUIT CU TURAȚIE CONTINUU VARIABILĂ

ION DEACONESCU

Această problemă prezintă un interes deosebit în acționarea cu mașini asincrone trifazate cu rotor în scurtcircuit. Soluțiile clasice rezolvă problema varierii turației la aceste mașini, numai în parte. Posibilitatea reglării continue a turației la aceste mașini constă în reglarea continuă fie a frecvenței tensiunii de alimentare, fie prin posibilitatea varierii continue a momentului dezvoltat de mașină la frecvență constantă. Prima posibilitate s-a rezolvat, dar aceasta nu devine economică decât la unități mari de putere. A doua posibilitate s-a rezolvat prin varierea curentului creat prin inducție, în rotorul mașinii. Acest lucru a fost posibil prin construirea mașinii, din două statoare, ce se pot roti unul față de celălalt și un rotor comun.

După modul de alimentare al înfășurărilor statorice se pot distinge două variante :

- când ambele statoare sînt alimentate de aceeași tensiune
- când înfășurările statoarelor se înseriază și se alimentează de la aceeași tensiune.

În articolul de față voi trata prima variantă. Articolul va cuprinde numai o parte a rezultatelor teoretice și experimentale obținute.

1. DEDUCEREA ECUAȚIILOR DE FUNCȚIONARE

Vom face următoarele considerațiuni :

- bobinajul unui stator, fie statorul nr. 1, este alimentat cu tensiunea $\underline{U}_1$, iar bobinajul celui alt stator, fie statorul nr. 2, cu ten-

siunea $\underline{U}_2$. Cîmpurile create de cele două bobinaje au același sens de rotație și același număr de poli (p) ;

— statorul nr. 1 îl vom presupune fix, iar statorul nr. 2, mobil. Deplasarea pozitivă o vom considera cînd ea are loc în sensul cîmpurilor învîrtitoare ;

— cîmpurile celor două armături fac între ele unghiul electric α . Unghiul geometric dintre axele a două faze omoloage de pe cele două statoare îl vom presupune Θ ;

— ecuațiile de funcționare ale mașinii le vom scrie pentru o singură fază. Pentru armăturile statorului vom lua două faze curențe omoloage, iar pentru rotor vom lua o fază curentă a cărei axă la momentul cînd fluxul prin faza statorului nr. 1 este egal cu zero, face unghiul β față de aceasta și este decalată în sensul rotației cîmpului.

Vom nota :

$$K_{\varphi} = \frac{l_1}{l_2} \cdot \frac{\varphi_{2M}}{\varphi_{1M}} \text{ și } \underline{A} = \frac{\varphi_{2M}}{\varphi_{1M}} e^{j\alpha}$$

unde :

l_1 — este lungimea efectivă a statorului nr. 1

l_2 — este lungimea efectivă a statorului nr. 2

φ_{1M} — este valoarea maximă a fluxului util în statorul nr. 1

φ_{2M} — este valoarea maximă a fluxului util în statorul nr. 2

— Vom mai considera :

W_1 — numărul efectiv de spire ale unei faze a statorului nr. 1

W_2 — numărul efectiv de spire ale unei faze a statorului nr. 2

W_r — numărul efectiv de spire ale unei faze a rotorului.

Fie :

$$\underline{I}_r' = \underline{I}_r e^{j\beta}$$

unde : $\underline{I}_r$ este fazorul curentului rotorului față de fazorul tensiunii $\underline{U}_1$.

În acest caz ecuațiile mașinii, raportate la statorul nr. 1, vor putea fi scrise în felul următor :

$$\underline{E}_1 = \underline{Z}_1 \underline{I}_1 - \underline{U}_1 \quad (1)$$

$$\underline{E}_1 \cdot \underline{A} e^{-j\Theta} = \underline{Z}_2' \underline{I}_2' - \underline{U}_2' \quad (2)$$

$$\underline{E}_1 (1 + \underline{A}) = \underline{Z}_r' \underline{I}_r' \quad (3)$$

(Obs : În acest caz s-a făcut raportarea mărimii $\underline{I}_r'$).

$$\underline{I}_1 + \underline{I}_r' = \underline{I}_{01} \quad (4)$$

$$- \underline{I}_2' e^{j\beta} + \underline{I}_r' = \frac{W_2}{W_1} \underline{I}_{02} \quad (5)$$

$$-\underline{E}_1 = \underline{Z}_{m1} I_{01} \quad (6)$$

$$-\underline{E} \cdot \underline{A} = \underline{Z}'_{m2} \frac{W_2}{W_1} I_{02}. \quad (7)$$

Schema echivalentă a mașinii este arătată în figura 1.

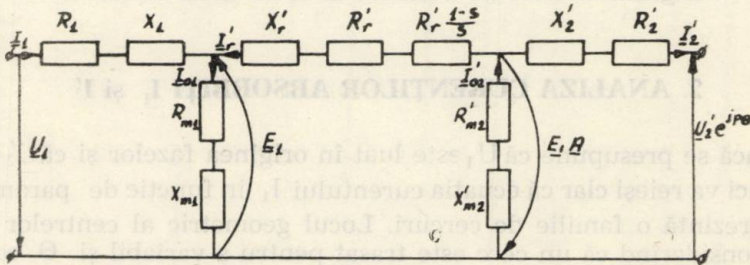


Fig. 1. Schema echivalentă.

Vom presupune cunoscute mărimile $\underline{U}_1$, $\underline{U}_2$ și unghiul θ și vom presupune necunoscute mărimile $\underline{E}_1$, $\underline{I}_1$, $\underline{I}'_2$, $\underline{I}'_1$, $\underline{A}$, $\underline{I}_{01}$ și $\underline{I}_{02}$.

Rezolvând ecuațiile de mai sus se obține :

$$\underline{I}_1 = \frac{\underline{U}_1 \left(v_2 + v_2 \frac{\underline{Z}'_r}{\underline{Z}_{m1}} + \frac{\underline{Z}'_2}{\underline{Z}_{m1}} \right) + \underline{U}_2 e^{jp\theta}}{\underline{Z}_1 \cdot v_2 + \underline{Z}'_2 \cdot v_1 + \underline{Z}'_r \cdot v_1 \cdot v_2} \quad (8)$$

unde :

$$v_1 = 1 + \frac{\underline{Z}_1}{\underline{Z}_{m1}} \approx 1 + \frac{\underline{X}_1}{\underline{X}_{m1}} \text{ și}$$

$$v_2 = 1 + \frac{\underline{Z}'_2}{\underline{Z}'_{m2}} \approx 1 + \frac{\underline{X}'_2}{\underline{X}'_{m2}}$$

$$e^{jp\theta} \underline{I}'_2 = \frac{\underline{U}_1 + \underline{U}_2 \left(v_1 + v_1 \frac{\underline{Z}'_r}{\underline{Z}'_{m2}} + \frac{\underline{Z}_1}{\underline{Z}'_{m2}} \right) e^{jp\theta}}{\underline{Z}_1 \cdot v_2 + \underline{Z}'_2 \cdot v_1 + \underline{Z}'_r \cdot v_1 \cdot v_2} \quad (9)$$

$$\underline{I}'_1 = - \frac{\underline{U}_1 \cdot v_2 + \underline{U}_2 \cdot v_1 \cdot e^{jp\theta}}{\underline{Z}_1 \cdot v_2 + \underline{Z}'_2 \cdot v_1 + \underline{Z}'_r \cdot v_1 \cdot v_2} \quad (10)$$

$$\underline{I}_{01} = \frac{\underline{U}_1 (\underline{Z}_2 \underline{Z}'_r + \underline{Z}'_2) - \underline{U}_2 \underline{Z}_1 e^{jp\theta}}{(\underline{Z}_1 \cdot v_2 + \underline{Z}'_2 \cdot v_1 + \underline{Z}'_r \cdot v_1 \cdot v_2) \underline{Z}_{m1}} \quad (11)$$

$$\underline{E}_1 = - \frac{\underline{U}_1 \underline{Z}'_r \cdot v_2 + \underline{Z}'_2) - \underline{U}_2 \underline{Z}_1 \cdot e^{jp\theta}}{(\underline{Z}_1 \cdot v_2 + \underline{Z}'_2 \cdot v_1 + \underline{Z}'_r \cdot v_1 \cdot v_2) \underline{Z}'_{m2}} \quad (12)$$

$$\underline{A} = \frac{-\underline{U}_1 \underline{Z}'_2 + \underline{U}'_2 (\underline{v}_1 \underline{Z}'_r + \underline{Z}_1) e^{jp\Theta}}{\underline{U}_1 (\underline{v}_2 \underline{Z}'_r + \underline{Z}'_2) - \underline{U}'_2 \cdot \underline{Z}_1 \cdot e^{jp\Theta}} \quad (13)$$

Aceste mărimi depind de doi parametri :

- s — alunecarea mașinii care intră în expresia lui $\underline{Z}'_r$ și
- Θ — unghiul electric de decalare al celor două statoare.

2. ANALIZA CURENȚILOR ABSORBIȚI $\underline{I}_1$ și $\underline{I}'_2$

Dacă se presupune că $\underline{U}_1$ este luat în originea fazelor și că $\underline{U}'_2 = K \underline{U}_1 e^{j\gamma}$, atunci va reieși clar că ecuația curentului $\underline{I}_1$ în funcție de parametrii s și Θ reprezintă o familie de cercuri. Locul geometric al centrelor acestei familii, considerînd că un cerc este trasat pentru s variabil și Θ constant, este un cerc (O_1) cu centru în coordonatele :

$$X_{oc} = \frac{U_1 [R_{m1} (X_1 \cdot v_2 + 2X'_2 \cdot v_1 + X'_r \cdot v_1 \cdot v_2) + X_{m1} R_1 \cdot v_2]}{2 \cdot v_1 (X_1 \cdot v_2 + X'_2 \cdot v_1 + X'_r \cdot v_1 \cdot v_2) (R_{m1}^2 + X_{m1}^2)} \quad (14)$$

$$Y_{oc} = - \frac{U_1 [X_{m1} (X_1 \cdot v_2 + 2X'_2 \cdot v_1 + X'_r \cdot v_1 \cdot v_2) - R_{m1} R_1 \cdot v_2 + v_1 \cdot v_2 (R_{m1}^2 + X_{m1}^2)]}{2 \cdot v_1 (X_1 \cdot v_2 + X'_2 \cdot v_1 + X'_r \cdot v_1 \cdot v_2) (R_{m1}^2 + X_{m1}^2)} \quad (15)$$

și de rază :

$$R = \frac{U_1 \cdot K}{2 (X_1 \cdot v_2 + X'_2 \cdot v_1 + X'_r \cdot v_1 \cdot v_2)} \quad (16)$$

Coordonatele centrului unui cerc curent al familiei, de pe acest cerc, au expresia :

$$X_o = X_{oc} + \frac{U_1 K \sin(p\Theta + \gamma)}{2 (X_1 \cdot v_2 + X'_2 \cdot v_1 + X'_r \cdot v_1 \cdot v_2)} \quad (17)$$

$$Y_o = Y_{oc} - \frac{U_1 K \cos(p\Theta + \gamma)}{2 (X_1 \cdot v_2 + X'_2 \cdot v_1 + X'_r \cdot v_1 \cdot v_2)} \quad (18)$$

Din aceste expresii rezultă că gradarea cercului O_1 funcție de s se face uniform în sensul trigonometric ca în figura 2.

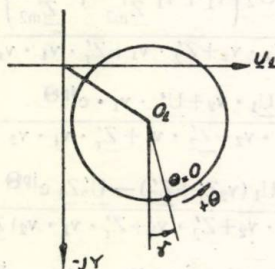


Fig. 2. Gradarea, în funcție de Θ , a cercului centrelor.

O altă concluzie foarte logică ce se desprinde este și aceea că același motor îl putem obține dacă cele două statoare nu se rotește unul față de celălalt, dar variem faza γ dintre tensiunile de alimentare.

Din expresia lui $\underline{I}_1$ rezultă și faptul că cercurile familiei, mai sus arătate, trec prin punctul $s=0$ care nu depinde de Θ și are expresia $\underline{I}_{10}=\underline{U}_1/(\underline{Z}_{m1}\cdot v_1)$. Deci se poate determina foarte ușor un cerc al familiei, dacă s-a trasat cercul O_1 și afixul curentului $\underline{I}_{10}$.

Curentul $\underline{I}'_2$ în funcție de parametrii s și Θ reprezintă tot o familie de cercuri care au aceleași proprietăți ca și familia de cercuri reprezentată de expresia curentului $\underline{I}_1$. Expresiile obținute la analiza curentului $\underline{I}_1$ se pot obține și pentru curentul $\underline{I}'_2$ dacă în expresiile lui $\underline{I}_1$ se înlocuiește: $p\Theta+\gamma$ cu $-(p\Theta+\gamma)$; K cu $\frac{1}{K}$ și indicele 1 cu 2 și 2 cu 1.

Celelalte mărimi au o importanță mai mică și analiza lor nu o vom arăta în spațiul acestui articol.

3. STUDIUL CUPLULUI DEZVOLTAT DE MAȘINA

Plecînd de la deducerea clasică a cuplului în mașina asincronă se obține expresia :

$$M = \frac{3p}{2 \cdot \pi \cdot f_1} \cdot \frac{U_1^2 \cdot \frac{R'_r}{s} [v_2^2 + 2K \cdot v_1 \cdot v_2 \cos(p\Theta + \gamma) + K^2 \cdot v_1^2]}{\left(R_1 \cdot v_2 + R'_2 \cdot v_1 + \frac{R'_r}{s} \cdot v_1 \cdot v_2\right)^2 + (X_1 \cdot v_2 + X'_2 \cdot v_1 + X'_r \cdot v_1 \cdot v_2)^2}$$

Alunecarea corespunzătoare puterii maxime va rezulta avînd expresia :

$$s_m = \pm \frac{v_1 \cdot v_2 \cdot R'_r}{\sqrt{(R_1 \cdot v_2 + R'_2 \cdot v_1)^2 + (X_1 \cdot v_2 + X'_2 \cdot v_1 + X'_r \cdot v_1 \cdot v_2)^2}}$$

iar expresia momentului maxim va fi :

$$M_{\max} = \frac{3 \cdot p}{2 \cdot \pi \cdot f_1} \cdot \frac{U_1^2 [v_2^2 + 2K \cdot v_1 \cdot v_2 \cos(\Theta + \gamma) + K^2 \cdot v_1^2]}{2 \cdot v_1 \cdot v_2 \cdot [R_1 \cdot v_2 + R'_2 v_1 + \sqrt{(R_1 v_2 + R'_2 v_1)^2 + (X_1 v_2 + X'_2 v_1 + X'_r \cdot v_1 \cdot v_2)^2}]}$$

Din expresiile arătate rezultă că M și $M_{\max}$ variază cu Θ dar s_m nu depinde de Θ . Pentru $\underline{U}_1 = \underline{U}_2$ cuplul maxim se obține pentru $\Theta=0$ și cuplul minim pentru $\Theta=\pi/p$. În afară de aceasta, pentru a putea să obținem un reglaj de viteză sigur și comod trebuie ca s_m să fie egal sau mai mare decît 1, deci trebuie ca :

$$v_1 v_2 R'_2 \geq \sqrt{(R_1 \cdot v_1 + R'_2 \cdot v_1)^2 + (X_1 \cdot v_2 + X'_2 \cdot v_1 + X'_r \cdot v_1 \cdot v_2)^2}$$

Din expresia momentului M , acum poate rezulta destul de simplu, prin calcul, curbele de reglaj $n(r/\min) = f(\Theta)$ pentru $M = ct$.

4. REZULTATELE EXPERIMENTALE

Pe baza analizării foarte detaliate a teoriei acestei mașini a fost executat practic un motor cu două statoare identice de putere maximă — 4[kW] și turație a cîmpului învîrtitor — 3000 [r/min].

Statorul mobil s-a preconizat să fie mișcat cu ajutorul unui melc și a unei roți melcate, iar lagărele în care să se miște carcasa statorului mobil să fie chiar anzațul de asamblare al acesteia, executat pentru aceste condiții.

Încercările mașinii au fost executate pentru $\underline{U}_1 = \underline{U}_2$ și au fost făcute în laboratoarele Uz. „Electroprecizia” Săcele. Rezultatele obținute privind partea teoretică arată, sint expuse în figurile 3, 4 și 5. În acest caz figura 5 a fost dedusă din figura 4.

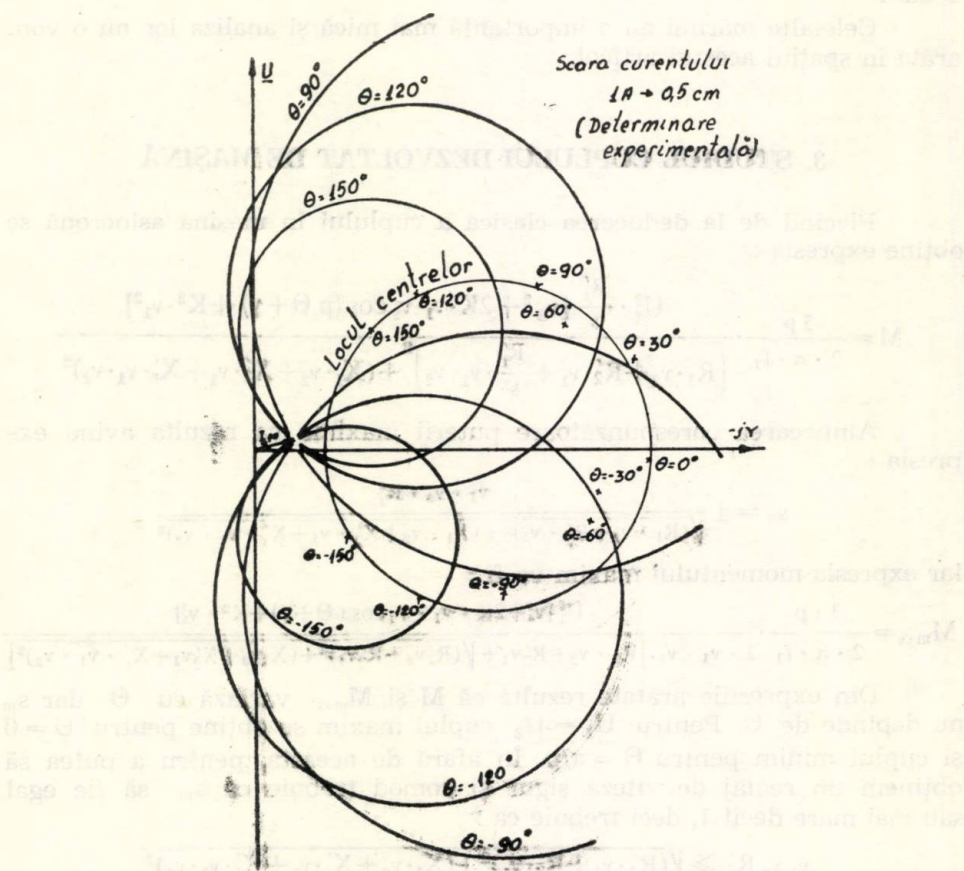


Fig. 3. Familia de cercuri I_1
— deducerea experimentală.

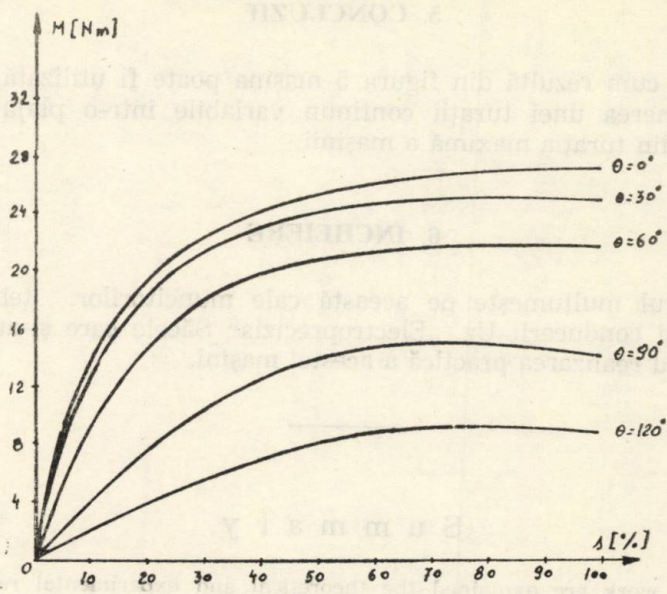


Fig. 4. Caracteristicile mecanice
— deducerea experimentală

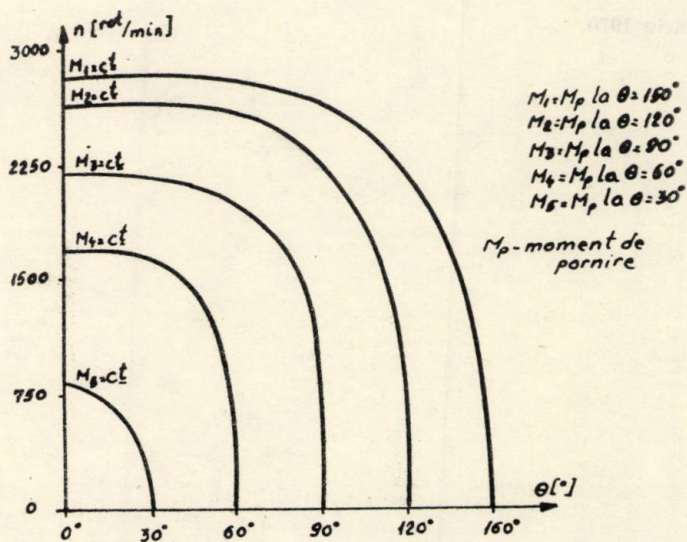


Fig. 5. Caracteristicile de reglaj în funcție de θ
— deducerea experimentală

5. CONCLUZII

După cum rezultă din figura 5 mașina poate fi utilizată cu succes pentru obținerea unei turații continuu variabile într-o plajă de aproximativ $\frac{1}{2}$ din turația maximă a mașinii.

6. ÎNCHEIERE

Autorul mulțumește pe această cale muncitorilor, tehnicienilor, inginerilor și conducerii Uz. „Electroprecizia“ Săcele care și-au dat concursul pentru realizarea practică a acestei mașini.

S u m m a r y

In this work are explained the theoretical and experimental results which was obtained from the study of the asynchronous machine with short-circuit rotor and two stators and with continuous variable speed.

15 ianuarie 1970.

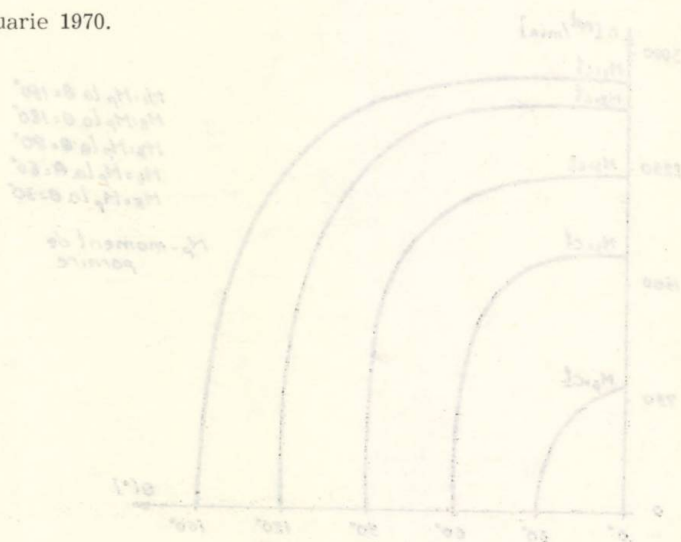


Fig. 5 Caracteristicile de torsiune în funcție de s
— rezultate experimentale

O NOUĂ METODĂ DE DETERMINARE A COEFICIENTILOR FUNCȚIEI DE TRANSFER A ELEMENTELOR SISTEMELOR AUTOMATE CONSIDERÎND CARACTERISTICILE DE FRECVENȚĂ

G. MARGA

Pentru calculul coeficienților funcției de transfer $W(j\omega)$ a elementelor sistemelor automate s-a propus o metodă de calcul rapidă, și suficient de exactă, mai avantajoasă ca metodele expuse în [2], [3], [5], datorită relațiilor foarte simple folosite.

Precizia calculului coeficienților depinde de precizia determinării caracteristicilor de frecvență atât la frecvențe joase cât și cele înalte.

Metoda expusă este avantajoasă pentru elementele de ordin inferior lui patru.

Principiul metodei se va vedea aplicîndu-l unui element de ordinul al doilea care are funcția de transfer de forma :

$$W(s) = \frac{b_0}{a_2 s^2 + a_1 s + a_0} \quad (1)$$

Înlocuind $s = j\omega$ ecuația (1) ia forma :

$$W(j\omega) = \frac{b_0(a_0 - \omega^2 a_2)}{(a_0 - \omega^2 a_2)^2 + \omega^2 a_1^2} - j\omega \frac{b_0 a_1}{(a_0 - \omega^2 a_2)^2 + \omega^2 a_1^2} \quad (2)$$

în care partea reală a lui $W(j\omega)$ s-a notat cu :

$$U(\omega) = \frac{b_0(a_0 - \omega^2 a_2)}{(a_0 - \omega^2 a_2)^2 + \omega^2 a_1^2} \quad (3)$$

iar partea imaginară a lui $W(j\omega)$ s-a notat cu :

$$V(\omega) = -\omega \frac{b_0 a_1}{(a_0 - \omega^2 a_2)^2 + \omega^2 a_1^2} \quad (4)$$

Pentru determinarea celor patru coeficienți a_0, a_1, a_2 și b_0 sînt necesare patru ecuații, care să exprime relații între acești coeficienți.

Din relația (3) se observă că la $\omega=0$, se obține :

$$[U(\omega)]_{\omega=0} = \frac{b_0}{a_0}. \quad (5)$$

Pentru determinarea celorlalte trei relații se construiesc pe lângă caracteristicile de frecvență inițiale $U(\omega)$ și $V(\omega)$, caracteristicile auxiliare $\frac{V(\omega)}{\omega}$, $\omega^2 U(\omega)$ și $\omega^3 V(\omega)$.

Din caracteristica auxiliară $\frac{V(\omega)}{\omega}$ se poate determina la $\omega=0$ a doua relație :

$$\left[\frac{V(\omega)}{\omega} \right]_{\omega=0} = -\frac{a_1 b_0}{a_0^2}. \quad (6)$$

Celelalte două relații se obțin din caracteristicile de frecvență auxiliare $\omega^2 U(\omega)$ și $\omega^3 V(\omega)$ pentru $\omega=\infty$.

$$[\omega^2 U(\omega)]_{\omega=\infty} = -\frac{b_0}{a_2}. \quad (7)$$

$$[\omega^3 V(\omega)]_{\omega=\infty} = -\frac{a_1 a_0}{a_2^2}. \quad (8)$$

Caracteristicile reală $U(\omega)$ și imaginară $V(\omega)$ de frecvență se determină din locul de transfer $W(j\omega)$ după regulile cunoscute. Apoi se construiesc curbele ajutătoare $\omega^2 U(\omega)$, $\frac{V(\omega)}{\omega}$ și $\omega^3 V(\omega)$. Pentru valorile extreme ale lui ω , adică $\omega=0$ și $\omega=\infty$, se pot determina din caracteristicile arătate valorile corespunzătoare relațiilor (5), (6), (7) și (8).

Numărul maxim de relații ce se poate folosi la determinarea coeficienților funcției de transfer, utilizînd caracteristicile reală $U(\omega)$ și imaginară $V(\omega)$ de frecvență și caracteristicile corespunzătoare auxiliare este de patru.

Dacă numărul coeficienților funcției de transfer $W(j\omega)$ este mai mare ca patru, atunci restul ecuațiilor se stabilește pentru diferite puncte ale locului de transfer $W(j\omega)$, corespunzător pulsației oarecare ω .

În [1] se arată că $W(j\omega)$ se mai poate scrie :

$$W(j\omega) = U(\omega) + j V(\omega) = \frac{U_Q(\omega) + j V_Q(\omega)}{U_P(\omega) + j V_P(\omega)} \quad (9)$$

în care $U_Q(\omega)$ și $V_Q(\omega)$ reprezintă părțile reală și imaginară a numărătorului și $U_P(\omega)$ și $V_P(\omega)$ părțile reală și imaginară a numitorului.

Aducînd la același numitor și egalînd părțile reală și imaginară, pentru fiecare pulsație ω se obțin două ecuații :

$$U_P(\omega) \cdot U(\omega) - V_P(\omega) \cdot V(\omega) - U_Q(\omega) = 0 \quad (10)$$

$$U_P(\omega) \cdot V(\omega) - V_P(\omega) \cdot U(\omega) - V_Q(\omega) = 0 \quad (11)$$

După câteva transformări ecuațiile (10) și (11) devin :

$$U_P(\omega)[U(\omega)^2 + V(\omega)^2] - V_Q(\omega) \cdot V(\omega) - U_Q(\omega) \cdot U(\omega) = 0 \quad (12)$$

$$V_P(\omega)[U(\omega)^2 + V(\omega)^2] - V_Q(\omega) \cdot U(\omega) - U_Q(\omega) \cdot V(\omega) = 0. \quad (13)$$

Ultimele două ecuații se simplifică substanțial dacă se consideră pulsațiile ω_t la care locul de transfer intersectează axa reală sau cea imaginară pentru care $V(\omega_t) = 0$ sau $U(\omega_t) = 0$.

Ca exemplu se va lua elementul de ordinul al treilea cu funcția de transfer :

$$W(s) = \frac{b_1 s + b_0}{a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0} \quad (14)$$

care are caracteristicile reală și imaginară de frecvență :

$$U(\omega) = \frac{b_0(a_0 - \omega^2 a_2) + \omega^2 b_1(a_1 - \omega^2 a_3)}{(a_0 - \omega^2 a_2)^2 + \omega^2(a_1 - \omega^2 a_3)^2} \quad \text{și} \quad (15)$$

$$V(\omega) = \omega \frac{b_1(a_0 - \omega^2 a_2) - b_0(a_1 - \omega^2 a_3)}{(a_0 - \omega^2 a_2)^2 + \omega^2(a_1 - \omega^2 a_3)^2}. \quad (16)$$

Pentru determinarea coeficienților a_0, a_1, a_2, a_3, b_0 și b_1 se scriu mai întâi cele patru ecuații :

$$[U(\omega)]_0 = \frac{b_0}{a_0} \quad (17)$$

$$\left[\frac{V(\omega)}{\omega} \right]_0 = \frac{a_0 b_1 - a_1 b_0}{a_0^2} \quad (18)$$

$$[\omega^2 U(\omega)]_\infty = -\frac{b_1}{a_3} \quad (19)$$

$$[\omega^3 V(\omega)]_\infty = \frac{b_0 a_3 - b_1 a_2}{a_3^2}, \quad (20)$$

Celelalte două ecuații se obțin din ecuațiile (12) și (13) pentru pulsația ω_t corespunzătoare intersecției locului de transfer $W(j\omega)$ cu axa imaginară. Aceste ecuații sînt :

$$(a_0 - \omega_t^2 a_2) V(\omega_t) = \omega_t b_1 \quad (21)$$

$$\omega_t(a_1 - \omega_t^2 a_3) V(\omega_t) = -b_0. \quad (22)$$

Ca exemplu s-a considerat locul de transfer $W(j\omega)$ determinat experimental, pentru un element de ordinul al treilea a cărei funcție de transfer este de forma (14), și a cărei reprezentare se vede pe fig. 1.

Pe fig. 2 s-au reprezentat curbele auxiliare $\omega^2 U(\omega)$, $\frac{V(\omega)}{\omega}$ și $\omega^3 V(\omega)$ obținute din locul de transfer $W(j\omega)$ arătat pe fig. 1.

De pe fig. 2 se observă că $\omega^2 U(\omega)$ este o mărime pozitivă la pulsații $\omega < 41$ rad/s, și de aceea această porțiune a curbei care nici nu interesează nu este reprezentată. Nu s-a reprezentat curba $U(\omega)=f(\omega)$, deoarece la $\omega=0$, $U(\omega)$ se poate citi direct pe fig. 1.

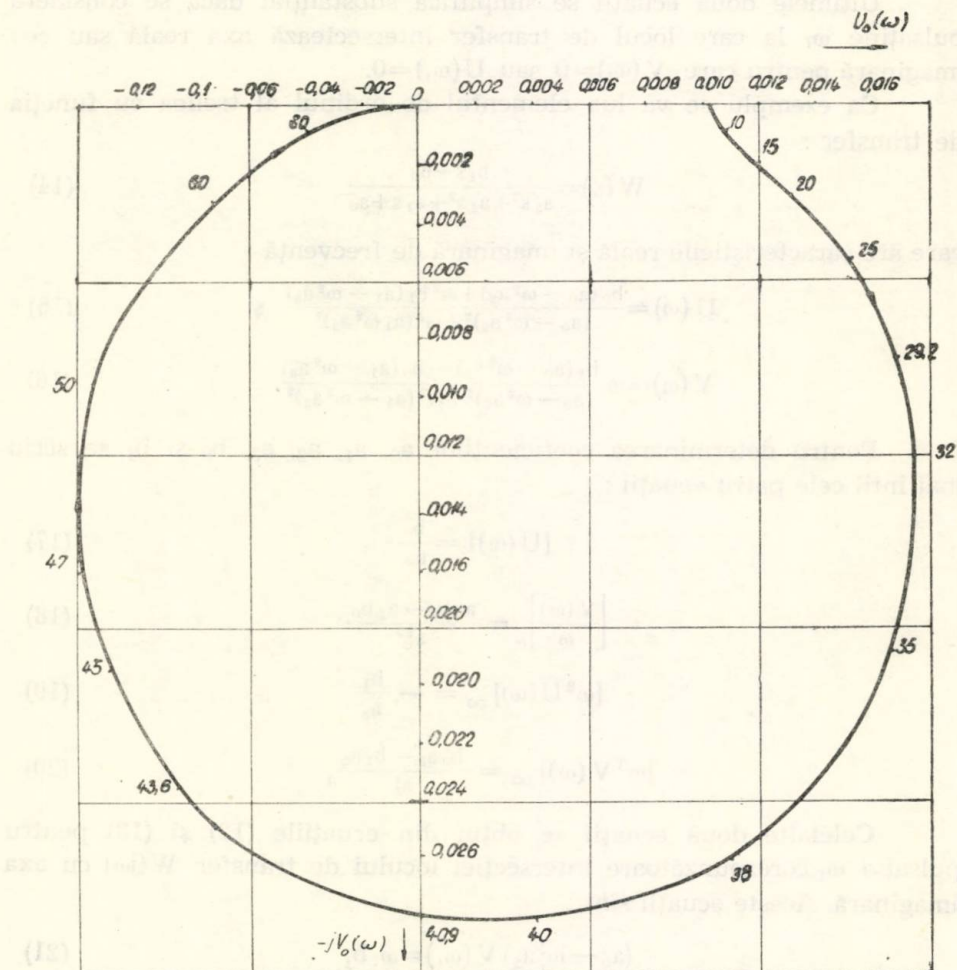


Fig. 1. Locul de transfer $W(j\omega)$ determinat experimental pentru un element de ordinul al treilea.

După fig. 1 rezultă $[U(\omega)]_0 = 0,01015$, iar după fig. 2 se obține :

$$\left[\frac{V(\omega)}{\omega} \right]_0 = -0,0000084$$

$$[\omega^2 U(\omega)]_{\infty} = -17,2$$

$$[\omega^3 V(\omega)]_{\infty} = -279,6.$$

După curba $W(j\omega)$ de pe fig. 1 se poate citi că la $\omega_t = 40,9$ aceasta intersectează axa imaginară la valoarea $V(\omega_t) = -0,028$. Astfel, acestui punct de intersecție îi corespund după (21) și (22) ecuațiile :

$$a_0 - 1670 a_2 = -4,34 b_1$$

$$a_1 - 1670 a_3 = 2,68 b_0$$

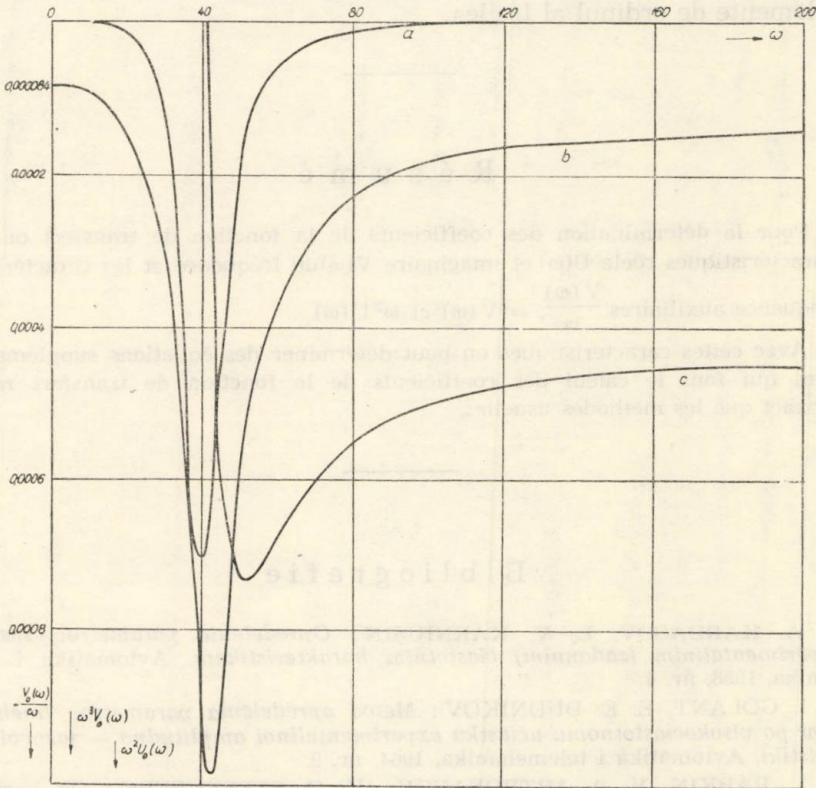


Fig. 2. Dependența de pulsația ω a mărimilor :

a) $\frac{V(\omega)}{\omega}$; b) $\omega^3 V(\omega)$ și c) $\omega^2 U(\omega)$

rezultate prin calcul după $W(j\omega)$ din fig. 1.

Din rezolvarea acestor ultime 6 ecuații rezultă cei 6 coeficienți și anume : $a_3 = 0,122$; $a_2 = 3,67$; $a_1 = 231,8$; $a_0 = 3,12$; $b_1 = 2,1$ și $b_0 = 31,7$.

Pentru verificare, cu aceste valori se construiește curba $W(j\omega)$ după (14) înlocuind pe s cu $j\omega$.

Dezavantajul metodei de calcul arată pentru determinarea coeficienților funcției de transfer din caracteristicile de frecvență constă în faptul că trebuie cunoscută calitativ funcția de transfer, adică trebuie cunoscut gradul polinomului numitorului n și al polinomului numărătorului m al acestei funcții de transfer.

Față de celelalte metode expuse în bibliografie, metoda arată în lucrarea de față prezintă avantajul unei precizii și rapidități de calcul mari, mai ales dacă se ține cont că elementele sistemelor automate cel mai frecvent sînt elemente de inerție și elemente oscilatoare și foarte rar elemente de ordinul al treilea.

R é s u m é

Pour la détermination des coefficients de la fonction de transfert on utilise les caractéristiques réelles $U(\omega)$ et imaginaire $V(\omega)$ de fréquence et les caractéristiques de fréquence auxiliaires $\frac{V(\omega)}{\omega}$, $\omega^3 V(\omega)$ et $\omega^3 U(\omega)$.

Avec ces caractéristiques on peut déterminer des équations supplémentaires simples qui font le calcul des coefficients de la fonction de transfert rapide et plus exact que les méthodes usuelles.

Bibliografie

1. A. A. KARDAȘOV, L. V. KARNIUȘIN: *Opredelenie parametrov sistem no experimentalnim (zadannim) ciastotnim harakteristikam*. Avtomatika i telemekhanika, 1958, nr. 4.
2. A. I. GOLANT, E. E. DUDNIKOV: *Metod opredelenia parametrov lineinoi sistem po visokociastotnomu uciastku experimentalnoi amplitudno — fazovoi harakteristiki*. Avtomatika i telemekhanika, 1964, nr. 9.
3. G. L. RABKIN, V. A. MITROFANOV, I. O. ȘTERENBERG: *Ob opredelenii cislennih znaceni koeffitientov peredatocnoi funkții linearnizovannih zveniev i sistem no experimentalnim ciastotnim harakteristikam*. Avtomatika i telemekhanika, 1955, nr. 5.
4. M. P. SIMOIN: *Opredelenie peredatocnih funkții no vremennim harakteristikam linearnizovannih sistem*. Priborostroenie, 1968, nr. 3.
5. E. E. DUDNIKOV: *Opredelenie koeffitientov peredatocnoi funkții lineinoi sistem no naciialinomu uciastku experimentalnoi amplitudno — fazovoi harakteristiki*. Avtomatika i telemekhanika, 1959 nr. 5.

28 decembrie 1969.

SENSIBILITATEA ȘI CONVERGENȚA PUNȚILOR CU COMPARATOR MAGNETIC DE CURENT

W. SZABO

Punțile clasice cu patru laturi, utilizate în prezent pentru măsurări magnetice (Maxwell — Wien, Owen, Hay, Hohle), prezintă alături de avantajele binecunoscute și o serie de dezavantaje esențiale. Autorul a elaborat noi scheme de punți, bazate pe utilizarea unui comparator magnetic de curent și a unui divizor inductiv de tensiune [1], care corespund în mai mare măsură condițiilor impuse măsurărilor magnetice. În fig. 1 este reprezentată una dintre punțile cu comparator magnetic

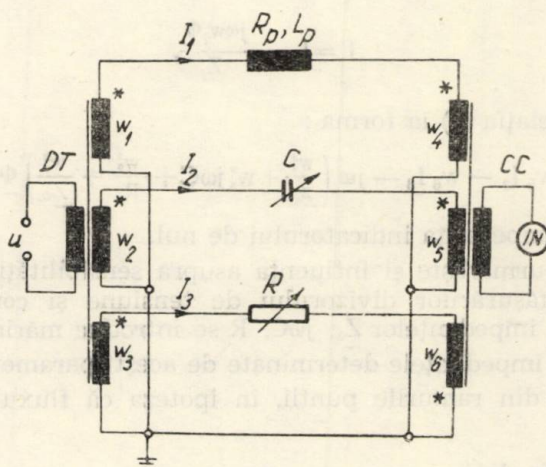


Fig. 1

de curent, destinată pentru măsurări după schema echivalentă paralel a bobinei cu miez feromagnetic, împreună cu condițiile de echilibru corespunzătoare.

În lucrarea de față sînt analizate două dintre caracteristicile metrologice de bază ale schemelor de măsurare în punte : sensibilitatea și convergența. Considerațiile făcute și relațiile stabilite se referă numai la schema din fig. 1, dar metodologia de calcul propusă poate fi utilizată la toate punțile cu comparator magnetic de curent.

1. SENSIBILITATEA PUNȚII CU COMPARATOR

Sensibilitatea punților cu laturi cuplate magnetic este analizată în unele lucrări apărute în ultimii ani [2], [3], [4]. Însă aceste lucrări nu tratează cazul punților cu comparator magnetic de curent alimentate de la divizoare inductive de tensiune, influența asupra sensibilității a dimensiunilor geometrice și a proprietăților magnetice ale miezurilor comparatorului și divizorului ; de asemenea nu este analizată sensibilitatea acestor punți la variația numerelor de spire.

Pentru a stabili expresiile sensibilităților relative de curent și de tensiune ale punții din fig. 1, se determină în primul rînd fluxul din miezul comparatorului magnetic de curent, pornind de la relația cunoscută :

$$\sum w_i I'_i = R_m \Phi. \quad (1)$$

Presupunînd circuitele liniare, curenții I'_i din înfășurările comparatorului, în prezența fluxului magnetic Φ , pot fi considerați ca sume ale curenților I_i care trec prin înfășurări în ipoteza că fluxul este nul și ale curenților produși de tensiunile electromotoare induse de fluxul Φ , adică :

$$I'_i = I_i - \frac{j\omega w_i \Phi}{Z_i}. \quad (2)$$

Astfel, relația (1) ia forma :

$$w_4 I_1 + w_5 I_2 - w_6 I_3 - j\omega \left(\frac{w_4^2}{Z_x} + w_5^2 j\omega C + \frac{w_6^2}{R} + \frac{w_0^2}{Z_0} \right) \Phi = R_m \Phi, \quad (3)$$

unde Z_0 este impedanța indicatorului de nul.

Dacă se urmărește și influența asupra sensibilității a parametrilor reziduali ai înfășurărilor divizorului de tensiune și comparatorului de curent, în locul impedanțelor Z_x , $j\omega C$, R se introduc mărimile Z'_x , Z'_1 și Z'_2 care cuprind și impedanțele determinate de acești parametri.

Curenții din ramurile punții, în ipoteza că fluxul Φ este nul, au expresiile :

$$I_1 = U \frac{w_1}{w} \frac{1}{Z_x}; \quad I_2 = U \frac{w_2}{w} j\omega C; \quad I_3 = U \frac{w_3}{w} \frac{1}{R}. \quad (4)$$

Înlocuind relațiile (4) în (3), rezultă :

$$\underline{\Phi} = \frac{U}{w} \frac{\frac{w_1 w_4}{Z_x} + w_2 w_5 j\omega C - \frac{w_3 w_6}{R}}{R_m j\omega \left(\frac{w_4^2}{Z_x} + w_5^2 j\omega C + \frac{w_6^2}{R} + \frac{w_0^2}{Z_0} \right)} \quad (5)$$

Tensiunea electromotoare indusă în înfășurarea de detecție a comparatorului de curent este $\underline{U}_o = -j\omega w_0 \underline{\Phi}$, iar curentul prin indicatorul de nul $\underline{I}_o = \frac{\underline{U}_o}{\underline{Z}_o}$.

Dacă se consideră drept parametru variabil al punții rezistența R , se obțin următoarele expresii pentru sensibilitățile relative de curent și de tensiune :

$$S_R^I = \lim_{\Delta R \rightarrow 0} \frac{\Delta I_o}{\frac{\Delta R}{R}} = -U \frac{w_0}{w} \frac{1}{R Z_0} \frac{w_3 w_6}{\frac{R_m}{j\omega} + \frac{w_4^2}{Z_x} + w_5^2 j\omega C + \frac{w_6^2}{R} + \frac{w_0^2}{Z_0}} \quad (6)$$

$$S_R^U = \lim_{\Delta R \rightarrow 0} \frac{\Delta U_o}{\frac{\Delta R}{R}} = -U \frac{w_0}{w} \frac{1}{R} \frac{w_3 w_6}{\frac{R}{j\omega} + \frac{w_4^2}{Z_x} + w_5^2 j\omega C + \frac{w_6^2}{R}} \quad (7)$$

Considerînd ca parametru variabil condensatorul C , rezultă :

$$S_C^I = U \frac{w_0}{w} \frac{1}{Z_0} \frac{\omega^2 w_3 w_6 - C}{R_m + j\omega \left(\frac{w_4^2}{Z_x} + w_5^2 j\omega C + \frac{w_6^2}{R} + \frac{w_0^2}{Z_0} \right)} \quad (8)$$

$$S_C^U = U \frac{w_0}{w} \frac{\omega^2 w_3 w_6 C}{R_m + j\omega \left(\frac{w_4^2}{Z_x} + w_5^2 j\omega C + \frac{w_6^2}{R} \right)} \quad (9)$$

Avînd în vedere că această punte poate fi echilibrată și prin variația numerelor de spire w_2 și w_3 (sau w_5 și w_6) trebuie analizate și sensibilitățile față de variația acestor parametri. Se obțin următoarele rezultate :

$$S_{w_2}^I = S_C^I; S_{w_2}^U = S_C^U; S_{w_3}^I = -S_R^I; S_{w_3}^U = -S_R^U \quad (10)$$

Majoritatea punților de curent alternativ fiind prevăzute cu indicatoare de nul electronice, cu impedanță internă foarte mare, prezintă interes în special sensibilitatea relativă de tensiune. Dacă în relațiile (7) și (9) se înlocuiesc R prin $\frac{w_3 w_6}{w_1 w_4} R_p$ și ωC prin $\frac{w_1 w_4}{w_2 w_5} \frac{1}{\omega L_p}$, după o serie de transformări rezultă :

$$S_R^U = -U \frac{w_0}{w} \frac{1}{\frac{R_m R_p}{j\omega w_1 w_4} + \left(\frac{w_4}{w_1} + \frac{w_6}{w_3} \right) + \frac{j}{\text{tg } \delta_x} \left(\frac{w_5}{w_2} - \frac{w_4}{w_1} \right)} \quad (11)$$

$$S_C^U = U \frac{w_0}{w} \frac{j \operatorname{ctg} \delta_x}{\frac{R_m R_p}{j \omega w_1 w_4} + \left(\frac{w_4}{w_1} + \frac{w_6}{w_3} \right) + \frac{j}{\operatorname{tg} \delta_x} \left(\frac{w_5}{w_2} - \frac{w}{w_1} \right)} \quad (12)$$

în care $\operatorname{tg} \delta_x$ — reprezintă tangenta unghiului de pierderi a probei.

Din aceste relații reiese că sensibilitatea relativă de tensiune a punții poate fi mărită prin :

— micșorarea reluctanței magnetice a miezului comparatorului de curent ;

— creșterea tensiunii de alimentare sau scăderea numărului de spire w (însă aceste posibilități sînt limitate de saturația miezului fero-magnetic al divizorului de tensiune) ;

— mărirea numărului de spire w_0 ale înfășurării de detecție a comparatorului de curent.

De asemenea este recomandabil ca numerele de spire w_1 , w_2 , w_3 și w_4 să fie cît mai mari, iar w_5 , w_6 cît mai mici.

Trebuie subliniat în mod deosebit faptul că sensibilitatea poate fi mărită mult mai ușor la punțile cu comparator decît la punțile clasice, ceea ce reprezintă un avantaj în plus al acestor punți.

Dacă puntea cu comparator se dimensionează în mod corespunzător, se pot obține sensibilități mult mai mari decît la schemele clasice, cum ar fi punțile Maxwell — Wien sau Hay. Astfel, în tabelul 1 sînt date sensibilitățile relative de tensiune (în modul) ale punții Hay și ale punții cu comparator din fig. 1, determinate pe baza rezultatelor experimentale obținute la măsurarea pierderilor într-un tor din tablă silicioasă calitatea EI.

Tabelul 1

	$B_m (T)$	0,2	0,6	1	1,4	1,8
Puntea Hay	$\frac{1}{U} S_R^U$	0,021	0,015	0,013	0,0065	0,017
	$\frac{1}{U} S_C^U$	0,025	0,01	0,014	0,016	0,115
Puntea cu comparator	$\frac{1}{U} S_R^U$	0,170	0,120	0,105	0,101	0,200
	$\frac{1}{U} S_C^U$	0,200	0,090	0,102	0,250	1,800

Din datele prezentate rezultă că sensibilitatea de tensiune a punții cu comparator este de 7—15 ori mai mare decît a punții Hay.

2. CONVERGENȚA PUNȚII CU COMPARATOR

Analiza convergenței punților, adică a rapidității procesului de echilibrare a acestora prezintă un interes practic deosebit.

Gradul de convergență poate fi caracterizat [2], [4], prin unghiul de convergență γ_c , definit ca unghiul sub care se intersectează curbele — loc geometric ale vîrfurilor fazorului tensiunii la bornele indicatorului de nul, la reglarea cîte unuia din cei doi parametri variabili ai punții. Convergența cea mai bună (ideală) are loc cînd

$$\gamma_c = \pm \frac{\pi}{2}.$$

În funcție de unghiul de convergență se poate stabili numărul n de reglări succesive ale parametrilor variabili care sînt necesare pentru a obține micșorarea tensiunii de dezechilibru la bornele indicatorului de nul de m ori :

$$n = \frac{\log m}{\log \frac{1}{\cos \gamma_c}} \quad (13)$$

Pentru determinarea unghiului de convergență a punții cu comparator de curent, se consideră expresia tensiunii $\underline{U}_o$ care poate fi pusă sub forma $\underline{U}_o = \underline{U} \frac{\underline{A}}{\underline{B}}$, în care :

$$\begin{aligned} \underline{A} &= \frac{w_1 w_4}{Z_x} + w_2 w_5 j\omega C - \frac{w_3 w_6}{R}, \\ \underline{B} &= \frac{j\omega}{\omega w_0} \left[R_m + j\omega \left(\frac{w_1^2}{Z_x} + w_5 j\omega C + \frac{w_6^2}{R} + \frac{w_0^2}{Z_o} \right) \right]. \end{aligned} \quad (14)$$

Dacă p și q sînt parametrii variabili ai punții, derivatele $\frac{\partial \underline{U}_o}{\partial p}$ și $\frac{\partial \underline{U}_o}{\partial q}$ determină tangentele la curbele — loc geometric ale vîrfurilor fazorului $\underline{U}_o$, iar unghiul de convergență γ_c va fi tocmai unghiul dintre aceste tangente :

$$\gamma_c = \arg \frac{\partial \underline{U}_o}{\partial p} - \arg \frac{\partial \underline{U}_o}{\partial q}. \quad (15)$$

Intrucît se examinează comportarea punții în apropierea echilibrului, se poate considera $\underline{A} = 0$ și rezultă :

$$\gamma_c = \arg \frac{\partial \underline{A}}{\partial p} - \arg \frac{\partial \underline{A}}{\partial q}. \quad (16)$$

Dacă se observă că sensibilitatea de tensiune a punții reprezintă tocmai tangenta la curba — loc geometric a vîrfului fazorului $\underline{U}_o$, un-

ghiul de convergență γ_c va putea fi exprimat și prin argumentul raportului sensibilităților relative de tensiune la variația parametrilor p și q :

$$\gamma_c = \arg \frac{S_p^U}{S_q^U}. \quad (17)$$

Unghiul de convergență al punții cu comparator magnetic de curent din fig. 1, calculat cu relația (16) sau (17) este :

$$\gamma_c = -\frac{\pi}{2},$$

adică puntea are convergență ideală.

Zusammenfassung

In dieser Arbeit studiert man die metrologischen Grundcharakteristiken der Messbrücken: Sensibilität und Konvergenz. Die Gleichungen wurden für eine Messbrücke mit magnetischem Stromkomparator, von einem induktiven Spannungsteiler gespeist, erreicht. Abschliessend werden die experimentellen Ergebnisse gegeben.

Bibliografie

1. SZABO, W.: *Scheme noi de punte pentru măsurări magnetice în curent alternativ*. Lucrare prezentată la cea de a II-a Conferință a electricienilor, sept. 1969.
2. KARANDEEV, K. B.: *Spezialne metodî elektriceskih izmerenii*. Moskva — Leningrad, Gosenergoizdat, 1963.
3. LEVIN, M. I.: *Čiustvitelnosti transformatornih izmeritelnih mostov*. In: *Avtometriia*, nr. 3, 1967, p. 75—82.
4. NESTERENKO, A. D.: *Osnovî rasciota elektroizmeritelnih shem uravnovesivaniia*. Kiev, Izd. A. N., U. R. S. S., 1960.

25 ianuarie 1970.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAȘOV

Seria A — Mecanică

Vol. XII — 1970

**Mecanică, rezistența materialelor,
teoria mecanismelor**

★

BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE BRAȘOV

Series A — Mechanics

Vol. XII — 1970

**Theoretical mechanics, Strength of materials,
Theory of mechanisms**

★

BULLETIN DE L'INSTITUT POLYTECHNIQUE—BRAȘOV

Serie A — Mecanique

Tome XII — 1970

**Mecanique, Resistance des materiaux,
Theorie des mecanismes**

★

MITTEILUNGEN DES POLYTECHNISCHEN INSTITUTES BRAȘOV

Serie A — Mechanik

Band XII — 1970

Mechanik, Festigkeitslehre, Getriebelehre

★

ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия А — Механика

Том XII — 1970

**Теоретическая механика, сопротивление
материалов, теория механизмов и машин,**

FOR THE YEAR 1900

1900 - 1901

1901 - 1902

1902 - 1903

1903 - 1904

1904 - 1905

1905 - 1906

1906 - 1907

1907 - 1908

1908 - 1909

1909 - 1910

1910 - 1911

1911 - 1912

1912 - 1913

1913 - 1914

1914 - 1915

1915 - 1916

1916 - 1917

1917 - 1918

1918 - 1919

1919 - 1920

1920 - 1921

CARACTERISTICA ELASTICĂ A SUSPENSIEI LOCOMOTIVEI ELECTRICE 060 EA

I. COȘEREANU, V. OLARIU, P. SIMA, A. TALPOȘI

Locomotiva electrică 060 EA este prevăzută cu suspensii mixte formate din arcuri elicoidale duble și arcuri placă de cauciuc montate în serie cu cele elicoidale.

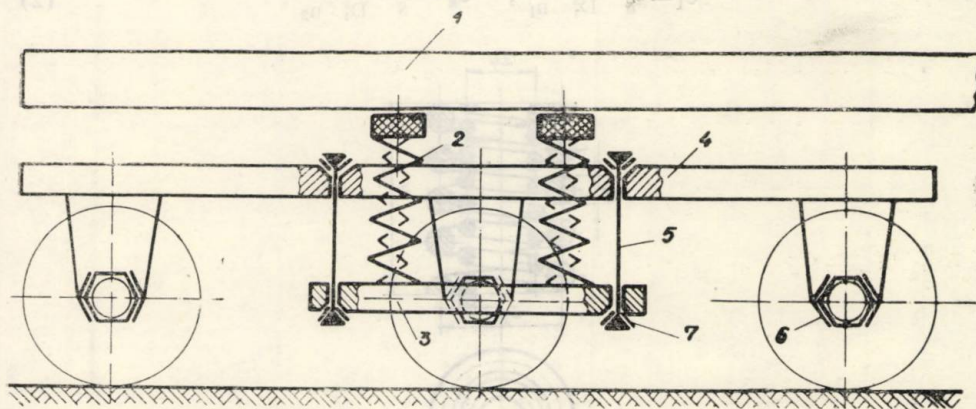


Fig. 1

Sarcina se transmite, de la șasiul principal al locomotivei la traversele dansante ale celor două boghiuri, prin intermediul a opt suspensii de acest tip.

În figura (1) se prezintă schema de montaj a șasiului principal al locomotivei pe unul din boghiuri. După cum se observă șasiul principal 1

se reazemă pe suspensiile 2, care sînt montate pe traversa dansantă 3. La rîndul ei traversa dansantă 3 este suspendată pe șasiul 4 al boghiului prin intermediul tiranților 5. Șasiul boghiului se reazemă pe cutiile de unsoare prin intermediul unor elemente cvasi-rigide 6 formate din plăci de oțel și cauciuc (metalastic). Elementele cvasi-rigide 7 formate tot din metalastic sînt utilizate la fixarea tiranților 5 pe șasiul boghiului 4, respectiv pe traversa dansantă 3.

La studiul rigidității suspensiei se vor considera drept elemente elastice numai arcurile elicoidale și arcurile de cauciuc, montate în serie cu cele elicoidale, iar legăturile dintre șasiul și cutiile de unsoare, precum și legăturile dintre tiranți și șasiul boghiului, respectiv traversa dansantă, vor fi considerate perfect rigide (cu toate că sînt cvasi-rigide datorită plăcilor de cauciuc din construcția metalasticului).

1. RIGIDITATEA ARCULUI ELICOIDAL DUBLU

Arcul elicoidal dublu (figura 2) reprezintă o garnitură de arcuri așezate în paralel, avînd rigidități diferite și care sînt astfel comprimate ca să aibă aceeași săgeată. Rigiditatea arcului elicoidal dublu se obține cu relația :

$$c_a = c_1 + c_2, \quad (1)$$

în care :

$$c_1 = \frac{G}{8} \cdot \frac{d_1^4}{D_1^3} \cdot \frac{1}{n_1}, \quad c_2 = \frac{G}{8} \cdot \frac{d_2^4}{D_2^3} \cdot \frac{1}{n_2}. \quad (2)$$

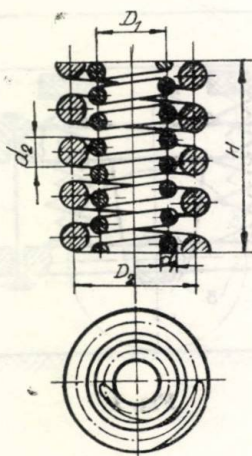


Fig. 2

În relațiile de mai sus s-au folosit notațiile :

c_a — rigiditatea arcului dublu ;

c_1 — rigiditatea arcului interior ;
 c_2 — rigiditatea arcului exterior ;
 n_1 — numărul de spire al arcului interior ;
 n_2 — numărul de spire al arcului exterior ;
 G — modulul de elasticitate transversal al materialului arcului.

Din relațiile (1) și (2) se obține expresia :

$$c_a = \frac{G}{8} \left[\left(\frac{d_1}{D_1} \right)^3 \cdot \frac{d_1}{n_1} + \left(\frac{d_2}{D_2} \right)^3 \cdot \frac{d_2^2}{n_2} \right]$$

Avînd în vedere condițiile [1] :

$$\frac{D_1}{d_1} = \frac{D_2}{d_2} = j, \quad \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1};$$

rigiditatea arcului elicoidal dublu se exprimă prin relația :

$$c_a = \frac{G}{8} \cdot \frac{d_1^2 + d_2^2}{n_2 d_2 j^3}, \quad (3)$$

în care j este raportul de formă (indicele arcului), iar produsul $n_2 \cdot d_2$ reprezintă lungimea porțiunii active a arcului exterior, complet deformat, care are expresia [1] :

$$n_2 d_2 = \frac{k G f_{\max}}{j^2}. \quad (4)$$

unde :

$f_{\max}$ — este săgeata maximă a arcului,
 τ_a — efortul unitar admisibil la răsucire,
 k — coeficient care ține seama de punctul cel mai solicitat din secțiunea arcului.

Coeficientul k se exprimă, în funcție de raportul de formă j , cu formula [1] :

$$k = \frac{4j+2}{4j-2} \quad (5)$$

Din (3), (4) și (5) se obține expresia rigidității arcului elicoidal dublu sub forma :

$$c = \frac{\pi(2j-1)(d_1^2 + d_2^2)\tau_a}{8j(2j+1)f_{\max}}. \quad (6)$$

2. RIGIDITATEA ARCULUI DE CAUCIUC

În cadrul suspensiei locomotivei electrice 060 EA se utilizează arcuri-placă de cauciuc pentru compresiune, executate din blocuri de cauciuc de formă cilindrică, montate între două plăci metalice (figura 3).

Rigiditatea unui astfel de arc se exprimă prin relația (1) :

$$c_p = \frac{A}{h} E, \quad (7)$$

în care :

A este aria secțiunii transversale a arcului ;

h grosimea blocului de cauciuc ;

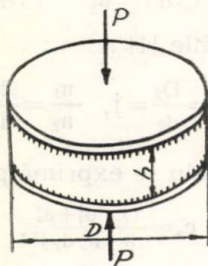


Fig. 3

E modulul de elasticitate longitudinală al cauciucului avînd expresia :

$$E = G \frac{d\sigma(\epsilon', \delta)}{d\epsilon'},$$

unde :

$$G = 0,33 \times -9,2,$$

$\times$ fiind duritatea cauciucului în unități Shore, iar funcția $\frac{d\sigma(\epsilon', \delta)}{d\epsilon'}$ este calculată tabelar [1], pentru diferite valori ale lui ϵ' și δ .

Mărimea ϵ' se obține cu formula :

$$\epsilon' = 1 - \epsilon,$$

unde ϵ este deformația relativă a arcului :

$$\epsilon = \frac{f}{h},$$

f fiind săgeata arcului.

Mărimea δ exprimă raportul dintre aria suprafeței încărcate a arcului A (pe care se aplică sarcina) și aria liberă A (aria laterală) :

$$\delta = \frac{A}{A_1}.$$

Practic rigiditatea arcului de cauciuc se va stabili tabelar, în funcție de diferitele deformații ale sale. În paralel se va determina și sarcina portantă corespunzătoare pînă la o valoare egală cu sarcina maximă dinamică :

$$P_d = \varphi \cdot P_s,$$

unde φ este coeficientul dinamic al suspensiei, iar P_s este sarcina statică (nominală).

3. RIGIDITATEA SUSPENSIEI MIXTE CU ARC ELICOIDAL DUBLU ȘI ARC PLACĂ DE CAUCIUC

Avînd în vedere că arcul elicoidal dublu este montat în serie cu arcul placă de cauciuc, rigiditatea suspensiei se va determina cu formula :

$$c = \frac{c_a c_g}{c_a + c_g}, \quad (8)$$

din care se observă că rigiditatea suspensiei este variabilă datorită rigidității c_g a arcului placă de cauciuc. Ca urmare rigiditatea suspensiei se va determina tabelar, în funcție de rigiditatea arcului de cauciuc stabilită pentru diferite sarcini portante. Tot tabelar se va obține și săgeata suspensiei, corespunzătoare diferitelor sarcini portante, folosind relația :

$$f = \frac{P}{c}, \quad (9)$$

unde P este sarcina portantă.

Cu valorile obținute tabelar se va trasa apoi caracteristica elastică neliniară a suspensiei $P = P(f)$.

4. APLICAȚIA NUMERICĂ

Avînd în vedere condiția ca efortul unitar maxim de răsucire să fie egal pentru cele două arcuri elicoidale, s-au stabilit următoarele mărimi :

$$d_1 = 3,5 \text{ cm}, d_2 = 5,5 \text{ cm}, f_{\max} = 22 \text{ cm}, j = 5.$$

După [3] s-a ales $\tau_a = 6500 \text{ kgf/cm}^2$.

Cu ajutorul formulei (6) se obține rigiditatea arcului elicoidal dublu :

$$c_1 = \frac{\pi (2 \cdot 5 - 1) (3,5^2 + 5,5^2) \cdot 6500}{8 \cdot 5 (2 \cdot 5 + 1) 22} = 800 \text{ kgf/cm}.$$

După [3] s-a ales $\varphi = 1,5$ deci sarcina maximă dinamică este :

$$P_d = \varphi P_s = 1,5 \cdot 9000 = 13500 \text{ kgf}.$$

Rigiditatea arcului de cauciuc s-a determinat în virtutea formulei (7), utilizînd calculul tabelar (tabelul 1) pentru stabilirea modulului

de elasticitate al cauciucului la diferite deformații ale sale, pentru o duritate de 56 unități Shore.

Tabelul 1

$f[\text{cm}]$	ε	ε'	$\frac{d\sigma(\varepsilon', \delta)}{d\varepsilon'}$	$E \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]$	$c_g \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}} \right]$	$P[\text{kgf}]$
0,1	0,0222	0,9778	5	46,4	8630	863
0,2	0,0455	0,9545	5,5	51	9470	1890
0,3	0,0697	0,9303	6,05	56,2	10420	3125
0,4	0,0952	0,9048	6,75	62,6	11600	4640
0,5	0,1220	0,8780	7,55	70	13000	6500
0,6	0,1500	0,8500	8,50	79	14650	8800
0,7	0,1795	0,8205	9,45	87,6	16250	11350
0,75	0,1950	0,8050	10,45	97	18000	13500

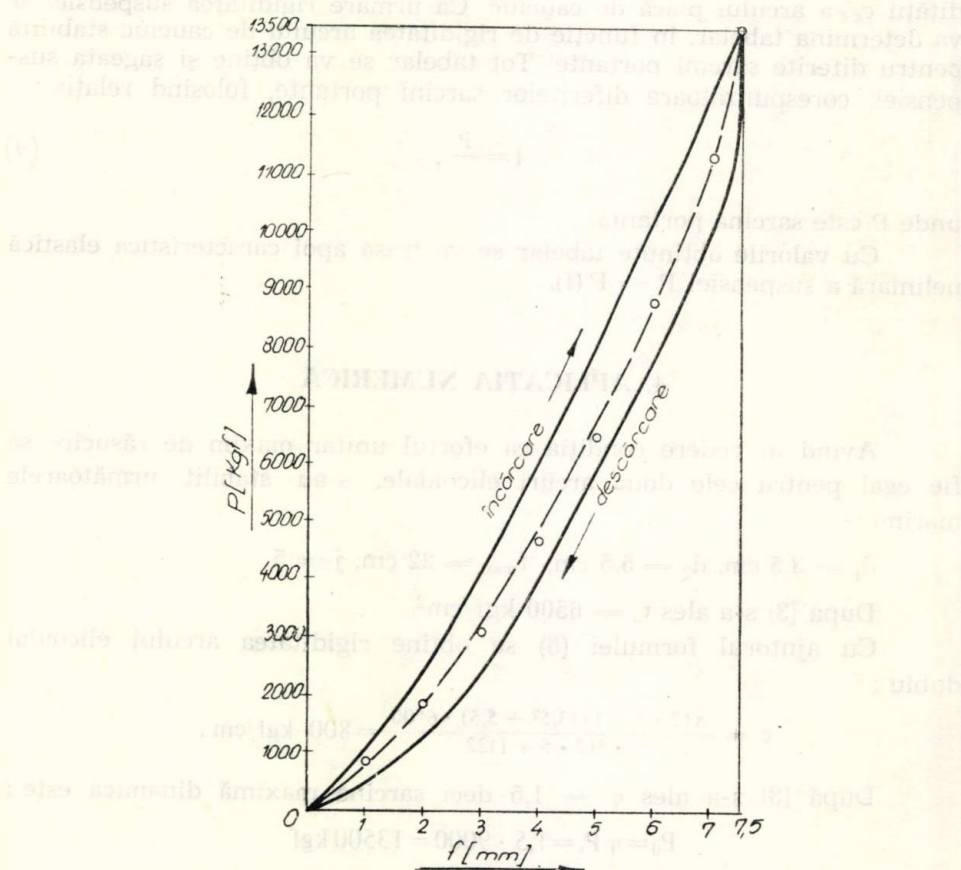


Fig. 4

În figura 4 este reprezentată caracteristica elastică a arcului de cauciuc, ridicată experimental pe presa de 40 tf a catedrei de mecanică și rezistența materialelor. După cum se observă, punctele de coordonate (f, P) determinate prin calculul tabelar (tabelul 1), se înscriu pe caracteristica elastică medie a arcului-placă de cauciuc, stabilită experimental.

În funcție de valorile rigidității c_g la diferite sarcini P, cu formula (8) s-a stabilit tabelar rigiditatea suspensiei mixte a locomotivei electrice 060 EA (tabelul 2).

Tabelul 2

P [kgf]	863	1890	3125	4640	6500	8800	11350	13500
$c_a c_g$	$6,9 \cdot 10^6$	$7,6 \cdot 10^6$	$8,35 \cdot 10^6$	$9,3 \cdot 10^6$	$10,4 \cdot 10^6$	$11,7 \cdot 10^6$	$13 \cdot 10^6$	$14,4 \cdot 10^6$
$c_a + c_g$	$9,43 \cdot 10^3$	$10,27 \cdot 10^3$	$11,22 \cdot 10^3$	$12,4 \cdot 10^3$	$13,8 \cdot 10^3$	$15,45 \cdot 10^3$	$17 \cdot 10^3$	$18,8 \cdot 10^3$
$c \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}} \right]$	732	740	743	750	755	760	765	768
f [cm]	1,2	2,5	4,2	6,2	8,6	11,5	14,9	17,5

Pe baza valorilor obținute prin acest calcul tabelar s-a trasat caracteristica elastică a suspensiei mixte (fig. 5) cu arc elicoidal dublu și

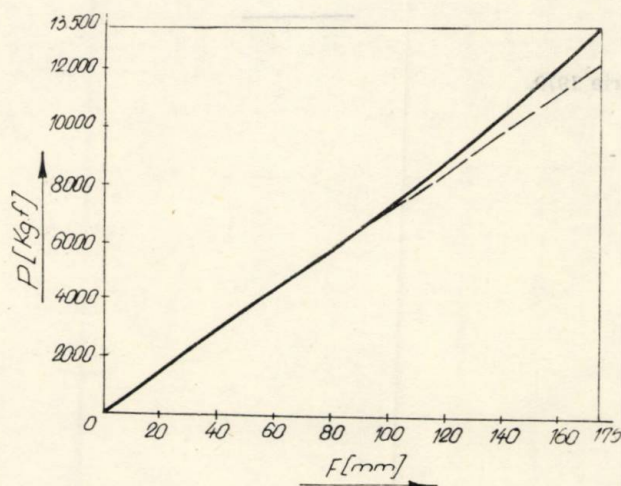


Fig. 5

arc-placă de cauciuc, a locomotivei electrice 060 EA. Această caracteristică servește la studiul oscilațiilor neliniare ale locomotivei.

Zusammenfassung

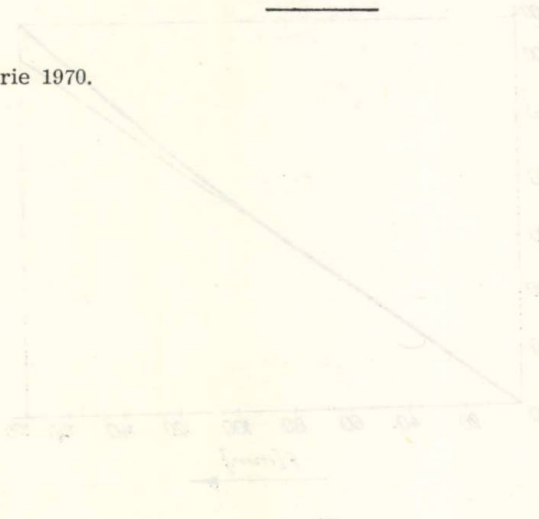
Es wird die Steifigkeit der doppelten Feder, die Steifigkeit der Feder und Gummiplatte und die Steifigkeit der mixten Federung bestimmt. Mit diesen Ergebniss, wird die nichtlineare Charakteristik der Federung aufgezeichnet.

Die Steifigkeit der Feder mit Gummiplatte wurde im Versuchslabor des Lehrstules für Mechanik und Festigkeitslehre, Technische Hochschule in Braşov, durchgeführt.

Bibliografie

1. D. BOIANGIU ş. a.: *Elementele elastice ale maşinilor*. Bucureşti, Editura tehnică, 1967.
2. L. D. LANDAU, E. LIFŞIȚ : *Mecanica*. Bucureşti, Editura tehnică, 1966.
3. M. TIGHILIU ş.a.: *Locomotive Diesel*, vol. II. Editura transporturilor şi telecomunicaţiilor, 1964.
4. D. URMĂ, GH. IONESCU : *Arcuri pentru vehicule*. Editura transporturilor şi telecomunicaţiilor, 1961.

15 ianuarie 1970.



EFORTURI UNITARE DIN UNELE INELE SOLICITATE LA ÎNCOVOIERE

ION GOIA

În unele lucrări [1] și [2] se deduc eforturile unitare în barele curbe plane solicitate de sarcini în planul lor.

Într-o lucrare anterioară [3] s-a dedus o relație generală pentru determinarea efortului unitar normal la încovoiere oblică a barelor curbe plecând de la următoarele ipoteze :

1. Bara curbă are fibra medie o curbă plană,
2. Secțiunea este oarecare dar constantă în lungul barei,
3. Secțiunea este raportată la un sistem de axe ZOY avînd originea în centrul de greutate al secțiunii, iar axa Y este conținută în planul fibrei medii însă nu coincide cu axa de simetrie a secțiunii (figura 1).
4. Secțiunea este solicitată de un moment încovoiător care are componentele M_z și M_y .
5. Se presupune valabilă ipoteza lui Bernoulli,
6. Se presupune valabilă legea lui Hooke.

În aceste condiții lungirea unei fibre oarecare este :

$$\Delta l = \Delta l_0 + \Delta_1 d\theta_y + \Delta_2 d\theta_z \quad (1)$$

unde Δl_0 este lungirea fibrei medii și dacă ϵ_0 este alungirea specifică a fibrei medii atunci :

$$\Delta l_0 = \epsilon_0 R d\theta \quad (2)$$

Lungimea inițială a oricărei fibre este :

$$l = (R - y) d\theta \quad (3)$$

Alungirea specifică a unei fibre oarecare rezultă :

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{\Delta l_0 + \Delta_1 d\Theta_y + \Delta_2 d\Theta_z}{(R - y) d\Theta} \quad (4)$$

notînd cu :

$$\varepsilon^{(y)} = \frac{\Delta_1 d\Theta_y}{d\Theta} \quad \text{și} \quad \varepsilon^{(z)} = \frac{\Delta_2 d\Theta_z}{d\Theta} \quad (5)$$

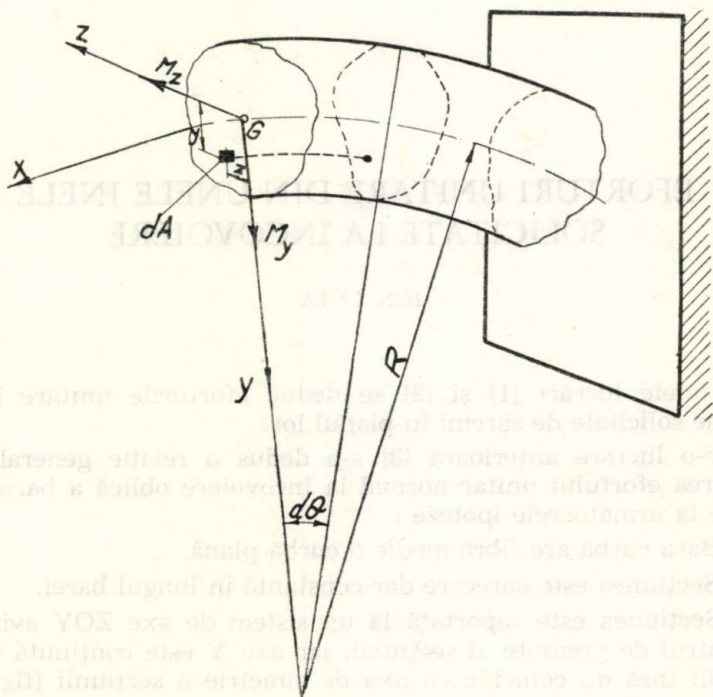


Fig. 1

astfel că

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \frac{R}{R - y} + \varepsilon^{(y)} \frac{y}{R - y} + \varepsilon^{(z)} \frac{z}{R - y} \quad (6)$$

Ținînd cont că :

$$\frac{R}{R - y} = 1 + \frac{y}{R - y}$$

rezultă :

$$\varepsilon = \varepsilon_0 + \frac{y}{R - y} \varepsilon_0 + \varepsilon^{(y)} \frac{y}{R - y} + \varepsilon^{(z)} \frac{z}{R - y} \quad (7)$$

Efortul unitar normal devine :

$$\sigma = E\varepsilon = E \left[\varepsilon_0 + \frac{y}{R-y} \varepsilon_0 + \varepsilon^{(y)} \frac{y}{R-y} + \varepsilon^{(z)} \frac{z}{R-y} \right] \quad (8)$$

Ecuatiile de echivalență sînt :

$$\begin{aligned} \int_A \sigma dA &= 0 \\ \int_A \sigma y dA &= M_z \\ \int_A \sigma z dA &= -M_y \end{aligned} \quad (9)$$

Înlocuind expresia (8) în relațiile (9) se obține :

$$\begin{aligned} \int_A \left(\varepsilon_0 + \frac{y}{R-y} \varepsilon_0 + \varepsilon^{(y)} \frac{y}{R-y} + \varepsilon^{(z)} \frac{z}{R-y} \right) dA &= 0 \\ \int_A \left(\varepsilon_0 y + \frac{y^2}{R-y} \varepsilon_0 + \varepsilon^{(y)} \frac{y^2}{R-y} + \varepsilon^{(z)} \frac{zy}{R-y} \right) dA &= \frac{M_z}{E} \\ \int_A \left(\varepsilon_0 z + \frac{zy}{R-y} \varepsilon_0 + \varepsilon^{(y)} \frac{zy}{R-y} + \varepsilon^{(z)} \frac{z^2}{R-y} \right) dA &= -\frac{M_y}{E} \end{aligned} \quad (10)$$

Efectuînd calculele se obține :

$$\begin{aligned} \varepsilon_0 (A R^2 + I_z^*) + \varepsilon^{(y)} I_z^* + \varepsilon^{(z)} I_{zy}^* &= 0 \\ \varepsilon_0 I_z^* + \varepsilon^{(y)} I_z^* + \varepsilon^{(z)} I_{zy}^* &= \frac{M_z \cdot R}{E} \\ \varepsilon_0 I_{zy}^* + \varepsilon^{(y)} I_{zy}^* + \varepsilon^{(z)} I_y^* &= -\frac{M_y R}{E} \\ \varepsilon_0 \left(1 + \frac{y}{R-y} \right) + \varepsilon^{(y)} \frac{y}{R-y} + \varepsilon^{(z)} \frac{z}{R-y} &= \frac{\sigma}{E} \end{aligned} \quad (11)$$

unde s-a notat

$$\begin{aligned} \int_A \frac{yz}{1 - \frac{y}{R}} dA &= I_{zy}^* ; \quad \int_A \frac{z^2 dA}{1 - \frac{y}{R}} = I_y^* ; \quad \int_A \frac{y^2 dA}{1 - \frac{y}{R}} = I_z^* \\ \text{și } \int_A y dA &= \int_A z dA = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

Condiția de compatibilitate a sistemului obținut conform teoremei lui Rouché este :

$$\begin{vmatrix} AR_2 + I_z^* & I_z^* & I_{zy}^* & 0 \\ I_z^* & I_z^* & I_{zy}^* & \frac{M_z R}{E} \\ I_{zy}^* & I_{yz}^* & I_y^* & -\frac{M_y R}{E} \\ 1 + \frac{y}{R-y} & \frac{y}{R-y} & \frac{z}{R-y} & \frac{\sigma}{E} \end{vmatrix} = 0 \quad (13)$$

unde :

$$\Delta = \begin{vmatrix} AR^2 + I_z^* & I_z^* & I_{zy}^* \\ I_z^* & I_z^* & I_{zy}^* \\ I_{yz}^* & I_{zy}^* & I_y^* \end{vmatrix} \neq 0 \quad (14)$$

$$\Delta = AR^2(I_z^* I_y^* - I_{zy}^{*2})$$

Rezolvînd sistemul rezultă relația generală a efortului unitar la încovoierea oblică a barelor curbe :

$$\sigma = -\frac{M_z}{AR} + \frac{M_z I_y^* + M_y I_{zy}^*}{I_z^* I_y^* - I_{zy}^{*2}} \left(\frac{y}{1 - \frac{y}{R}} \right) - \frac{M_z I_{zy}^* + M_y I_z^*}{I_z^* I_y^* - I_{zy}^{*2}} \left(\frac{z}{1 - \frac{y}{R}} \right) \quad (15)$$

Se deduc următoarele cazuri particulare :

Cazul 1. Dacă $R = \infty$ ecuația lui σ devine relația pentru încovoierea oblică a barelor drepte [1] și [4].

$$\sigma = \frac{M_z I_y + M_y I_{zy}}{I_z I_y - I_{zy}^2} y - \frac{M_z I_{zy} + M_y I_z}{I_z I_y - I_{zy}^2} z \quad (16)$$

deoarece pentru $R \rightarrow \infty$

$$I_z^* = I_z; \quad I_y^* = I_y; \quad I_{zy}^* = I_{zy}$$

Cazul 2. Axele z și y sînt axe principale de inerție și deci $I_{zy}^* = 0$

$$\sigma = -\frac{M_z}{AR} + \frac{M_z}{I_z^*} \left(\frac{y}{1 - \frac{y}{R}} \right) - \frac{M_y}{I_y^*} \left(\frac{z}{1 - \frac{y}{R}} \right) \quad (17)$$

Cazul 3. Axa z este axă de simetrie și acționează numai momentul M_y , deci $M_z = 0$, $I_{zy} = 0$, rezultă

$$\sigma = \frac{M_y}{I_y^*} \left(\frac{z}{1 - \frac{y}{R}} \right) \quad (18)$$

Se observă că efectul curburii rămîne și în acest caz.

Cazul 4. Grinda este încărcată cu forțe în planul fibrei medii a barei, secțiunea are o axă de simetrie și deci $M_y = 0$ și $I_{zy}^* = 0$ rezultă formula cunoscută a lui Winkler-Bach pentru barele curbe :

$$\sigma = -\frac{M_z}{AR} + \frac{M_z}{I_z^*} \left(\frac{y}{1 - \frac{y}{R}} \right)$$

unde

$$I_z^* = \int_A \frac{y^2 dA}{1 - \frac{y}{R}} = R^2 \int_A \frac{y}{R - y} dA = R^2 KA \quad (19)$$

rezultă

$$\sigma = -\frac{M_z}{AR} + \frac{M_z}{RKA} \cdot \frac{y}{R - y}$$

S-a făcut verificarea experimentală a relației efortului unitar din cazul 3. Pentru aceasta ne-am folosit de un inel circular de înălțime constantă rezemat pe conturul circular exterior și încărcat cu o sarcină uniform distribuită pe conturul circular interior prin intermediul unui cilindru ca în figura 2.

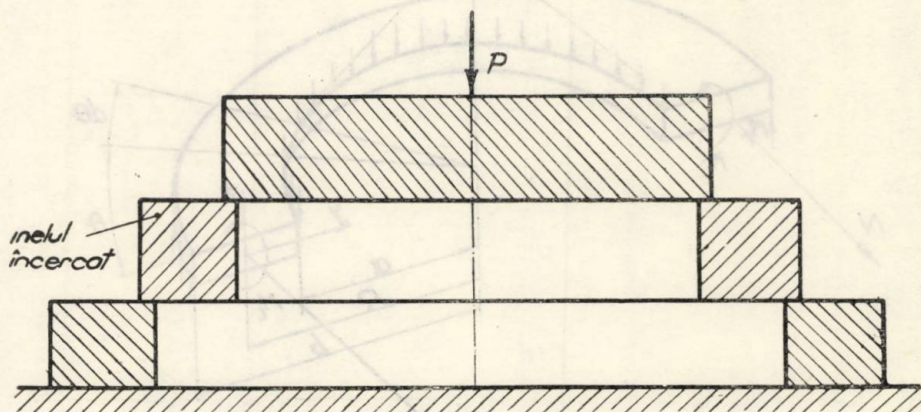


Fig. 2

În acest caz (figura 3) starea de deformare și de eforturi unitare va fi simetrică în raport cu axa centrală a inelului.

Condițiile de echilibru a unei jumătăți de inel (figura 4) ne conduc la :

$$\sum F_N = 0 \quad 2N = 0 \quad N = 0$$

$$\sum M = 0 \quad 2M = \int_0^\pi \frac{P}{2\pi b} \cdot b^2 \sin \Theta d\Theta - \int_0^\pi \frac{P}{2\pi a} a^2 \sin \Theta d\Theta$$

$$2M = \frac{Pb}{2\pi} \left| \cos \Theta \right|_0^\pi - \frac{Pa}{2\pi} \left| \cos \Theta \right|_0^\pi$$

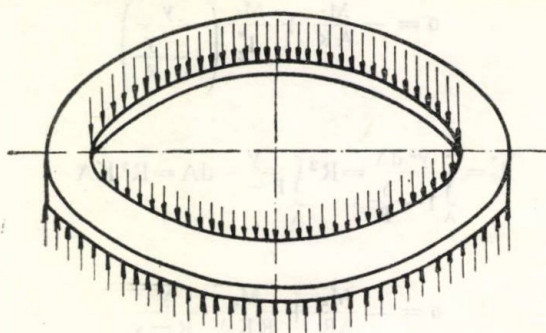


Fig. 3

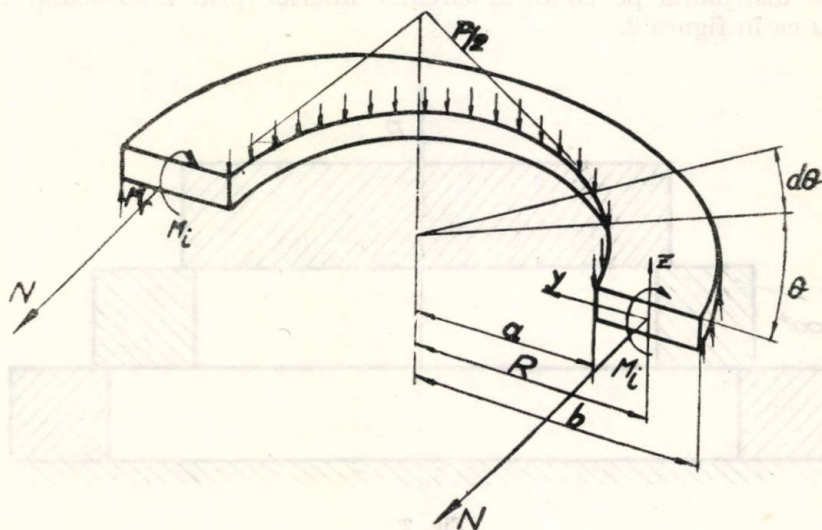


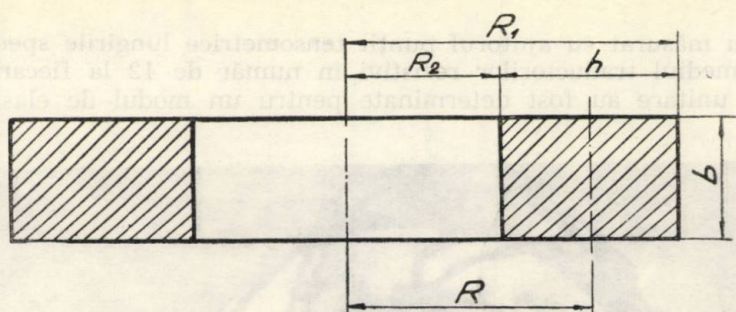
Fig. 4

Rezultă

$$M = \frac{P}{2\pi} (b - a)$$

Se deduce astfel că inelul este solicitat în secțiune la încovoiere pură de un moment încovoiător după direcția y ceea ce corespunde cazului 3.

Verificările experimentale s-au făcut pe două inele ale căror dimensiuni sînt date în figura 5.



	R_1	R_2	$h = R_1 - R_2$	$R = \frac{R_1 + R_2}{2}$	$\frac{R}{h}$	$\frac{2\pi R}{h}$
1	55	30	25	42,5	1,7	10,7
2	55	40	15	47,5	3,17	19,9

Fig. 5

APARATURA ȘI METODA DE ÎNCERCARE

Încercările pentru determinarea distribuției eforturilor unitare în secțiune s-au efectuat cu ajutorul aparatajului de tensometrie electrică de fabricație ORION al laboratorului de rezistența materialelor (figura 6).

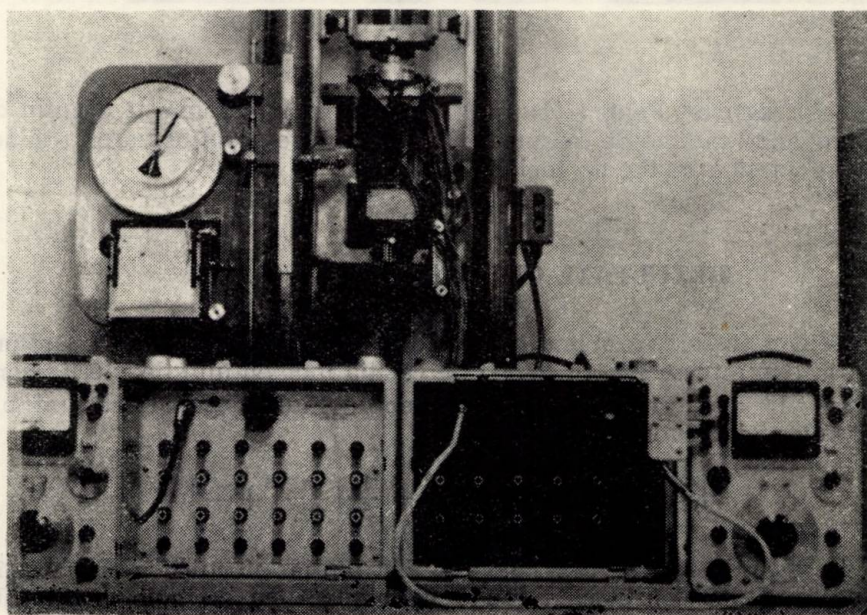


Fig. 6

S-au măsurat cu ajutorul punții tensometrice lungirile specifice ϵ prin intermediul traductorilor rezistivi în număr de 12 la fiecare inel. Eforturile unitare au fost determinate pentru un modul de elasticitate

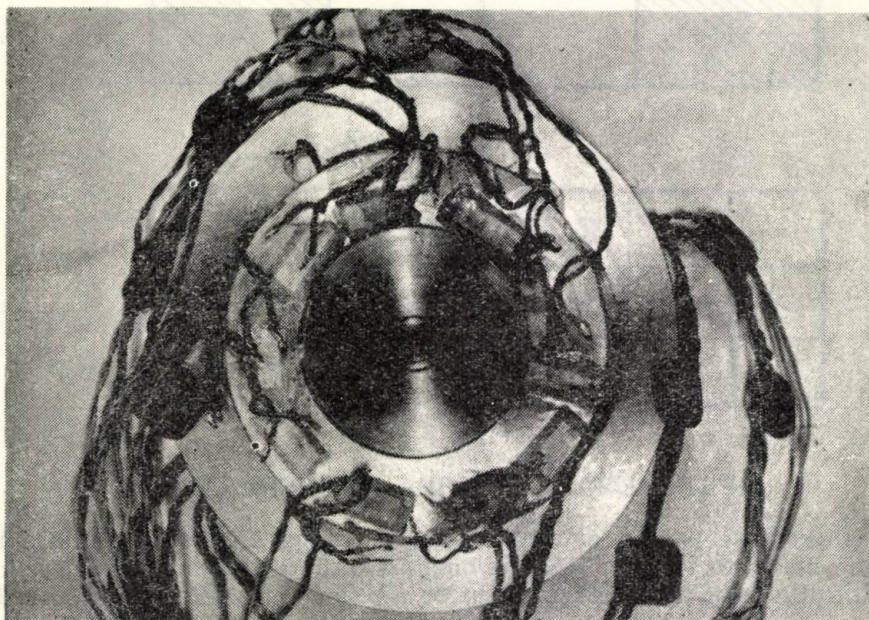


Fig. 7

$E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$. Pentru ușurarea măsurătorilor s-a folosit o cutie de comutare cu 12 puncte de măsurare. În figura 7 se arată așezarea traductorilor pe o față a unuia din inele.

REZULTATE OBTINUTE ȘI CONCLUZII

Pentru inelele încercate s-a calculat distribuția eforturilor unitare cu relația (18) în care ne-am folosit de relația momentului de inerție convențional I_y^* care pentru secțiunea dreptunghiulară de dimensiuni b, h rezultă folosind dezvoltarea în serie.

$$I_y^* = \frac{bh^3}{12} \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{h}{2R} \right)^2 + \frac{1}{5} \left(\frac{h}{2R} \right)^4 + \dots \right]$$

Pe de altă parte s-a calculat distribuția eforturilor unitare în secțiunea inelului considerând inelul ca o placă cu formulele existente în [5].

De asemenea s-a calculat cu ajutorul formulelor deduse prin metodele teoriei elasticității de către S. D. Demidov [6] pentru o bară curbă plană de curbură mare cu secțiunea transversală dreptunghiulară pentru punctul cel mai solicitat.

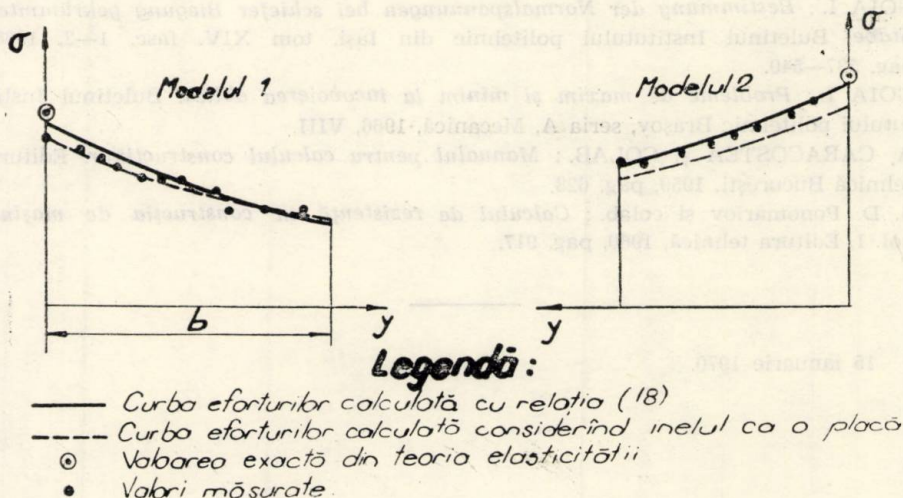


Fig. 8

Rezultatele comparative sînt date în figura 8 din care rezultă că pentru inelul cu raportul $\frac{R}{h} = 1,7$ și $\frac{2\pi R}{h} = 10,7$ rezultatele experimentale sînt mai apropiate de cele calculate considerînd inelul ca placă, iar pentru inelul cu raportul $\frac{R}{h} = 3,17$ și $\frac{2\pi R}{h} = 19,9$ rezultatele sînt mai apropiate de calculul după relația din cazul 3.

Zusammenfassung

Es wird die Formel für die Bestimmung der Normalspannungen bei reiner schiefer Biegung für gekrümmte Träger mit konstantem Querschnitt gezeigt, bei Beanspruchung mit Kräften die senkrecht zur Achse eingreifen.

Es wurde ein Ring mit rechteckigem Querschnitt verwendet mit Beanspruchung auf reiner Biegung.

Die experimentelle Ermittlung wurde mit Hilfe von DMS auf verschiedenen Modellen durchgeführt.

Die Ergebnisse der experimentellen und berechneten Werte stimmten gut überein.

Bibliografie

1. SEELY F. B. and SMITH I. G. : *Advanced Mechanics of Materials*. John Wiley & Sons Inc. New York, 1952.
2. MASSONET CH. : *Resistance de Materiaux sciences et Letters Liege*. 1962, vol. II.
3. GOIA I. : *Bestimmung der Normalspannungen bei schiefer Biegung gekrümmter Stäbe*. Buletinul Institutului politehnic din Iași, tom XIV. fasc. 1—2, 1968, pag. 537—540.
4. GOIA I. : *Probleme de maxim și minim la încovoierea oblică*. Buletinul Institutului politehnic Brașov, seria A, Mecanică, 1966, VIII.
5. A. CARACOSTEA și COLAB. : *Manualul pentru calculul construcțiilor*. Editura tehnică București, 1959, pag. 628.
6. S. D. Ponomariov și colab. : *Calculul de rezistență în construcția de mașini*, vol. I, Editura tehnică, 1960, pag. 917.

15 ianuarie 1970.

Rezultatele comparative sunt date în figura 8 din care rezultă că pentru toate cele trei cazuri de calcul, rezultatele obținute prin metoda de calcul propusă sunt în bună concordanță cu cele obținute prin metoda de calcul clasică. În special, pentru cazul de calcul cu raportul $\frac{R}{h} = 1,7$ și $\frac{2\pi R}{h} = 10,7$ rezultatele obținute prin metoda de calcul propusă sunt în bună concordanță cu cele obținute prin metoda de calcul clasică. În special, pentru cazul de calcul cu raportul $\frac{R}{h} = 2,17$ și $\frac{2\pi R}{h} = 13,9$ rezultatele obținute prin metoda de calcul propusă sunt în bună concordanță cu cele obținute prin metoda de calcul clasică.

Zusammenfassung

Es wird die Formel für die Bestimmung der Normalspannungen bei schiefer Biegung eines gekrümmten Trägers mit konstanter Querschnittsweite, bei der die Biegelinie mit der Krümmung der Achse übereinstimmt, hergeleitet. Es wurde ein Vergleich mit den Ergebnissen der Methode der kleinsten Quadrate durchgeführt. Die Ergebnisse der Berechnung wurden mit Hilfe von DMS mit verschiedenen Stellen verglichen. Die Unterschiede der experimentellen und berechneten Werte stimmen gut überein.

STUDIUL UNOR VARIANTE ALE MECANISMULUI PATRULATER SPAȚIAL

CONSTANTIN RĂDULESCU

1. LEGILE DE MIȘCARE ALE ELEMENTELOR MECANISMULUI PATRULATER SPAȚIAL

Studiul mecanismului patrulater spațial (fig. 1) avînd patru elemente și patru cuple cinematice (una de rotație și trei cilindrice) prin metoda vectorială (5) a permis stabilirea, pentru anumite configurații particulare ale axelor cuplelor cinematice, de variante particulare ale acestui mecanism, care admit anumite transformări structurale (înlocuirea unor cuple cilindrice prin cuple de rotație sau translație) (6).

Analiza aceluiași mecanism prin metoda șuruburilor (2) a dat posibilitatea stabilirii altor variante, care la fel pentru diverse condiții impuse axelor cuplelor cinematice permit modificări structurale (3).

Studiul mecanismului patrulater spațial pe baza metodei matriciale (1, 4) a condus la relații care au făcut posibilă deducerea unor configurații ale axelor cuplelor cinematice cărora le corespund transformări structurale ale mecanismului patrulater spațial, definindu-se deci alte variante particulare ale mecanismului respectiv, variante care vor fi analizate în continuare.

Ecuția matricială care definește pozițiile relative ale elementelor mecanismului patrulater spațial, folosind notațiile din fig. 1, se poate scrie sub formă :

$$[A_1][A_2][A_3][A_4] = [E]. \quad (1)$$

În această ecuație matricială $[E]$ reprezintă matricea unitate, iar matricele $[A_i]$, matrice de transformare de forma :

$$[A_i] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ e_{i,i+1} \cos \varphi_{i,i+1} & \cos \varphi_{i,i+1} & -\cos \Theta_i \sin \varphi_{i,i+1} & \sin \Theta_i \sin \varphi_{i,i+1} \\ e_{i,i+1} \sin \varphi_{i,i+1} & \sin \varphi_{i,i+1} & \cos \Theta_i \cos \varphi_{i,i+1} & -\sin \Theta_i \cos \varphi_{i,i+1} \\ \lambda_i & 0 & \sin \Theta_i & \cos \Theta_i \end{bmatrix} \quad (2)$$

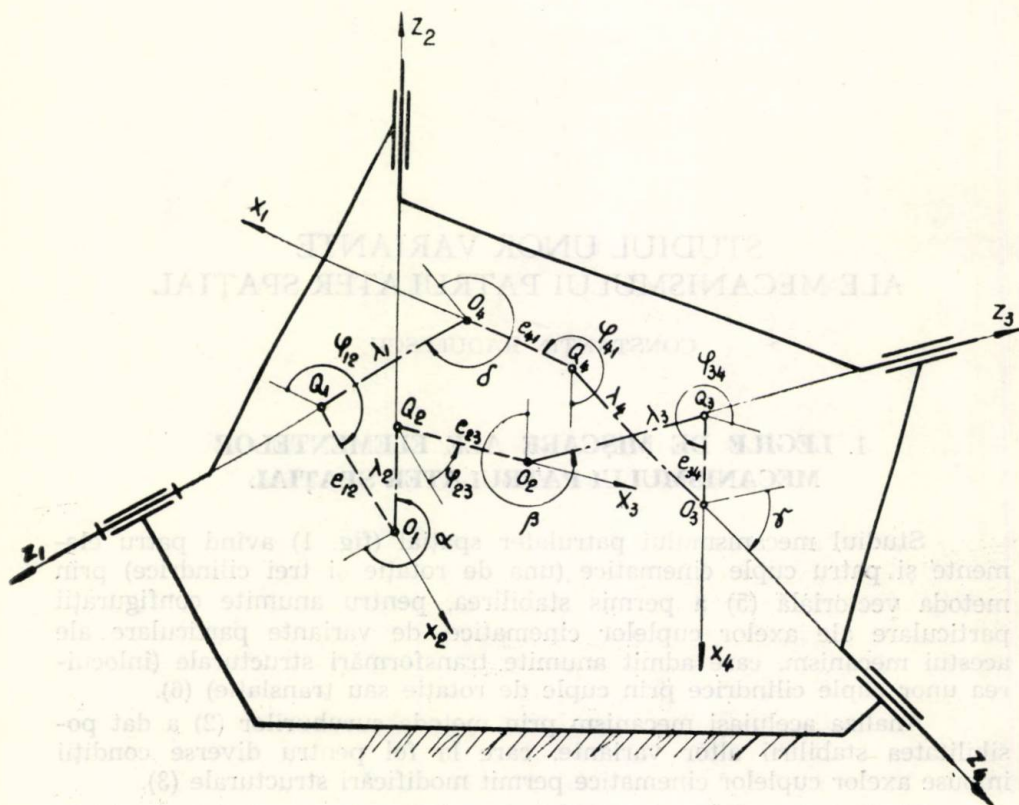


Fig. 1. Mecanism patrulater spațial.

unde

$\varphi_{i,i+1}$ — unghi de rotație relativă dintre elementele cărora le sînt atașate sistemele de referință definite de axele x_i și respectiv x_{i+1} ,

Θ_i — unghiul dintre axele elementului i ($\Theta_1 = \alpha$, $\Theta_2 = \beta \dots$),

$\alpha_{i,i+1}$ — distanța minimă dintre axele cuplelor aceluiași element,

λ_i — mărimea care caracterizează deplasarea relativă dintre elementele legate prin cupla cilindrică i .

Rezolvarea ecuației matriciale (1) permite stabilirea legii de transmitere (φ_{41}) pentru mecanismul studiat, respectiv stabilirea rotațiilor relative dintre elemente (φ_{23} și φ_{34}):

$$\varphi_{41} = \arctg \frac{A_1}{B_1} + \arctg \frac{\sqrt{D_1^2 - E_1^2}}{C_1}, \quad (3)$$

$$\varphi_{23} = \arctg \frac{A_2}{B_2} + \arctg \frac{\sqrt{D_1^2 - E_1^2}}{C_2}$$

$$\varphi_{34} = \arccos \frac{E_1}{D_1}$$

unde

$$A_1 = \sin \alpha \sin \varphi_{12}, \quad B_1 = \cos \alpha \sin \delta + \sin \alpha \cos \delta \cos \varphi_{12},$$

$$C_1 = \cos \beta - \cos \alpha \cos \gamma \cos \delta + \sin \alpha \cos \gamma \sin \delta \cos \varphi_{12},$$

$$D_1 = \sin \beta \sin \gamma,$$

$$E_1 = \cos \beta \cos \gamma - \cos \alpha \cos \delta + \sin \alpha \sin \delta \cos \varphi_{12} \quad (4)$$

$$A_2 = \sin \delta \sin \varphi_{12}, \quad B_2 = \sin \alpha \cos \delta + \cos \alpha \sin \delta \cos \varphi_{12}$$

$$C_2 = \cos \gamma - \cos \alpha \cos \beta \cos \delta + \sin \alpha \cos \beta \sin \delta \cos \varphi_{12}$$

Translațiile relative dintre elemente se stabilesc pe baza aceleiași ecuații matriciale (1), având expresiile :

$$\lambda_2 = [-\lambda_1 \sin \delta \sin \varphi_{41} + e_{12} (\cos \delta \sin \varphi_{12} \sin \varphi_{41} - \cos \varphi_{12} \cos \varphi_{41}) - \\ - e_{23} \cos \varphi_{34} - e_{34} - e_{41} \cos \varphi_{41}] \operatorname{cosec} \beta \cdot \operatorname{cosec} \varphi_{34}, \quad (5)$$

$$\lambda_3 = [\lambda_1 \sin \alpha \sin \delta \sin \varphi_{12} - e_{12} (\cos \alpha \sin \delta \cos \varphi_{12} + \sin \alpha \cos \delta) + \\ + e_{23} (\cos \beta \sin \gamma \cos \varphi_{34} + \sin \beta \cos \gamma) + e_{34} (\sin \beta \cos \gamma \cos \varphi_{34} + \\ + \cos \beta \sin \gamma) - e_{41} (\sin \alpha \cos \delta \cos \varphi_{12} + \cos \alpha \sin \delta)] \cdot \operatorname{cosec} \beta \cdot \operatorname{cosec} \gamma \cdot \operatorname{cosec} \varphi_{34}, \quad (6)$$

$$\lambda_4 = [-\lambda_1 \sin \alpha \sin \varphi_{12} - e_{12} \cos \varphi_{23} - e_{13} - e_{34} \cos \varphi_{34} + \\ + e_{41} (\cos \alpha \sin \varphi_{12} \sin \varphi_{23} - \cos \varphi_{12} \cos \varphi_{23})] \cdot \operatorname{cosec} \gamma \operatorname{cosec} \varphi_{34} \quad (7)$$

2. VARIANTE ALE MECANISMULUI PATRULATER SPAȚIAL CU DOUĂ CUPLE DE ROTATIE

Relația (6) a mărimii λ_3 care definește deplasarea în cupla cilindră 3, poate fi aranjată într-o formă mai comodă scopului urmărit :

$$\lambda_3 = \frac{1}{2} [2\lambda_1 \sin \alpha \sin \delta \sin \varphi_{12} - (e_{12} + e_{41}) (1 + \cos \varphi_1) \sin(\alpha + \delta) - \\ - (e_{12} - e_{41}) (1 - \cos \varphi_{12}) \sin(\alpha - \delta) + (e_{23} + e_{34}) (1 + \\ + \cos \varphi_{34}) \sin(\beta + \gamma) + (e_{13} - e_{34}) (1 - \cos \varphi_{34}) \sin(\beta - \gamma)] \operatorname{cosec} \beta \operatorname{cosec} \gamma \operatorname{cosec} \varphi_{34} \quad (8)$$

Stabilind condiții pentru ca relația (8) să fie independentă de φ_{12} și φ_{34} rezultă configurații ale axelor cuplelor mecanismului patruleter spațial care permit o modificare structurală, și anume înlocuirea cuplei cilindrice 3 printr-o cuplă de rotație. Se vor analiza în continuare numai configurații ale axelor cuplelor care conduc la mecanisme nestudiate prin alte metode.

Una din condițiile pentru care se realizează independența mării λ_3 (8) de unghiul de rotație al elementului conducător este definită de relațiile :

$$\beta = \gamma = \frac{\pi}{2}, \quad e_{12} = e_{41} = 0, \quad \lambda_1 = 0. \quad (9)$$

Mecanismul care rezultă (fig. 2) pe baza configurației axelor cuplelor definită de relația (9) va avea axele cuplelor elementului intermediar, respectiv condus perpendiculare, dar neconcurente și axele cuplelor celorlalte două elemente (conducător și bază) concurente. Unghiul

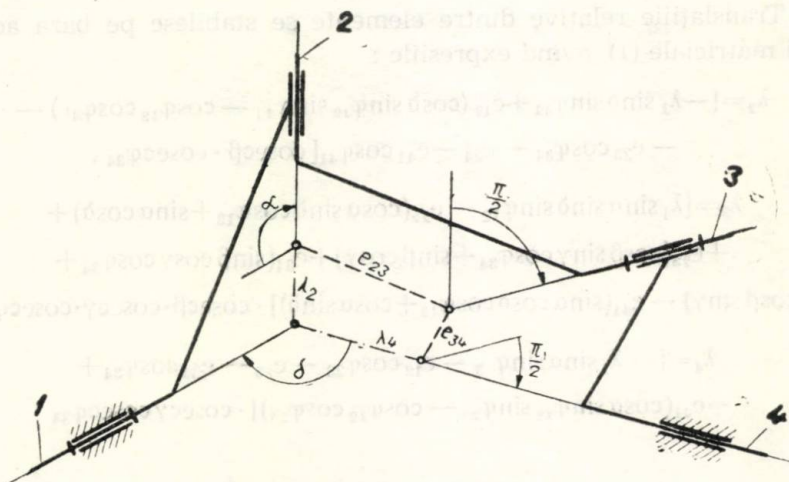


Fig. 2. Mecanism cu șaibă oscilantă, varianta generală cu axele cuplelor a două elemente neconcurente.

rile dintre axele cuplelor cinematice ale mecanismului din fig. 2 sînt identice cu cele ale mecanismului cu șaibă oscilantă, varianta generală, de care îl deosebește neconcurența axelor cuplelor a două elemente.

Legile de mișcare pentru elementele mecanismului rezultă, introducînd relațiile (9) care-l definesc în expresiile generale (3), (5), (6), (7), stabilite pentru mecanismul patruleter spațial. Rezultă :

$$\varphi_{41} = \arctg \frac{\sin \alpha \sin \varphi_{12}}{\cos \alpha \sin \delta + \sin \alpha \cos \delta \cos \varphi_{12}},$$

$$\begin{aligned}
 \varphi_{23} &= \arctg \frac{\sin \delta \sin \varphi_{12}}{\sin \alpha \cos \delta + \cos \alpha \sin \delta \cos \varphi_{12}}, \\
 \varphi_{34} &= \arccos(\sin \alpha \sin \delta \cos \varphi_{12} - \cos \alpha \cos \delta), \\
 \lambda_2 &= - \frac{(\sin \alpha \sin \delta \cos \varphi_{12} - \cos \alpha \cos \delta) e_{23} + e_3}{\sqrt{1 - (\sin \alpha \sin \delta \cos \varphi_{12} - \cos \alpha \cos \delta)^2}}, \\
 \lambda_3 &= 0, \\
 \lambda_4 &= - \frac{e_{23} + (\sin \alpha \sin \delta \cos \varphi_{12} - \cos \alpha \cos \delta) e_{34}}{\sqrt{1 - (\sin \alpha \sin \delta \cos \varphi_{12} - \cos \alpha \cos \delta)^2}}.
 \end{aligned} \quad (10)$$

Anularea mărimii λ_3 care caracterizează deplasarea în cupla cilindrică 3 pentru condițiile (9) justifică modificarea structurală a mecanismului rezultat pe baza condiției respective (fig. 2) față de mecanismul din care derivă (fig. 1) — înlocuirea cuplei cilindrice prin cuplă de rotație.

Ca un caz particular al mecanismului din fig. 2 se obține un mecanism la care condiției (9) i se adaugă $\delta = \frac{\pi}{2}$, rezultând un mecanism (fig. 3) care are unghiurile dintre axe identice cu cele ale mecanismului cu șaibă oscilantă.

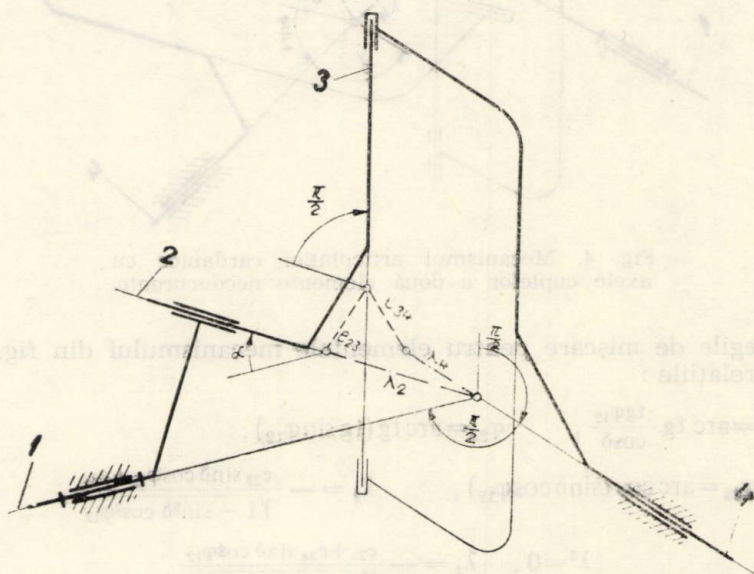


Fig. 3. Mecanism cu șaibă oscilantă cu axele cuplelor a două elemente neconcurente.

Legile de mișcare între elementele mecanismului din fig. 3 sînt date de relațiile :

$$\varphi_{41} = \arctg(\tg \alpha \sin \varphi_{12}), \quad \varphi_{23} = \arctg \frac{\tg \varphi_{12}}{\cos \alpha}, \quad \varphi_{34} = \arccos(\sin \alpha \cos \varphi_{12}),$$

$$\lambda_2 = -\frac{e_{23} \sin \alpha \cos \varphi_{12} + e_{34}}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi_{12}}}, \quad \lambda_3 = 0 \quad (11)$$

$$\lambda_4 = -\frac{e_{23} + e_{34} \sin \alpha \cos \varphi_{12}}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi_{12}}}.$$

Tot ca un caz particular al mecanismului din fig. 2 se obține pentru $\alpha = \frac{\pi}{2}$ un mecanism (fig. 4) care are unghiurile dintre axele cuplelor cinematice identice cu cele ale mecanismului articulației cardanice.

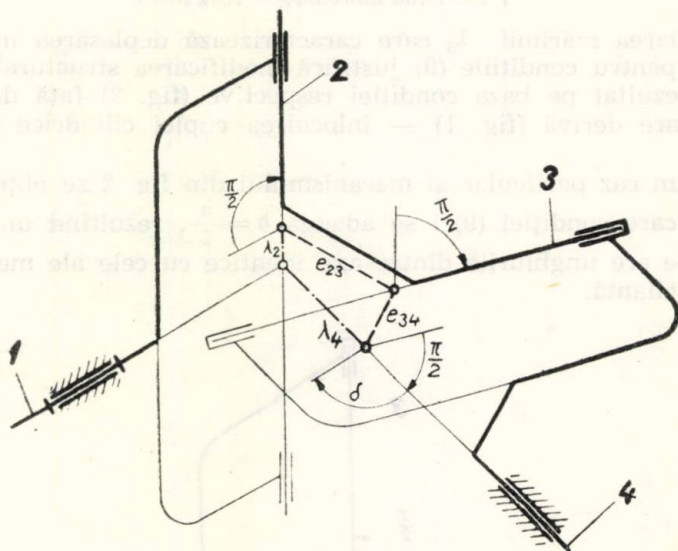


Fig. 4. Mecanismul articulației cardanice cu axele cuplelor a două elemente neconcurente.

Legile de mișcare pentru elementele mecanismului din fig. 3 sînt date de relațiile :

$$\begin{aligned} \varphi_{41} &= \arctg \frac{\tg \varphi_{12}}{\cos \delta}, & \varphi_{23} &= \arctg (\tg \sin \varphi_{12}), \\ \varphi_{34} &= \arccos (\sin \delta \cos \varphi_{12}), & \lambda_2 &= -\frac{e_{23} \sin \delta \cos \varphi_{12} + e_{34}}{\sqrt{1 - \sin^2 \delta \cos^2 \varphi_{12}}}, \\ \lambda_3 &= 0, & \lambda_4 &= -\frac{e_{23} + e_{34} \sin \delta \cos \varphi_{12}}{\sqrt{1 - \sin^2 \delta \cos^2 \varphi_{12}}}, \end{aligned} \quad (12)$$

De remarcat în cazul celor trei variante analizate că legile de transmitere a rotației (φ_{41}) și rotațiile relative dintre elemente (φ_{23} și φ_{34}) sînt identice cu cele ale mecanismelor sferice care au aceleași unghiuri între axe (șaița oscilantă, varianta generală și particulară, și articulația cardanică).

3. VARIANTE ALE MECANISMULUI PATRULATER SPAȚIAL AVÎND ȘI CUPLE DE TRANSLAȚIE

Pentru anumite configurații particulare ale axelor cuplelor cinematice ale mecanismului patrulater spațial, rotațiile relative dintre elemente se anulează, fiind posibilă înlocuirea cuplei cilindrice dintre elementele respective prin cuplă de translație.

Se vor analiza în continuare variante ale patrulaterului spațial care admit astfel de transformări structurale pentru condiția $\delta = \pi$ (axele bazei paralele).

Legile de mișcare pentru mecanismul avînd $\delta = \pi$ sînt date de relațiile :

$$\begin{aligned}\varphi_{41} &= \varphi_{12} + \arctg \frac{F}{G}, \quad \varphi_{23} = \arctg \frac{F}{H}, \quad \varphi_{34} = \arccos \frac{I}{K}, \\ \lambda_2 &= \frac{\operatorname{cosec} \alpha \operatorname{cosec} \beta}{F} [G(e_{12} + e_{41} \cos \varphi_{12}) \sin \beta + I e_{23} \sin \alpha + \\ &\quad + K e_{34} \sin \alpha] + e_{41} \operatorname{cosec} \alpha \sin \varphi_{12}, \\ \lambda_3 &= \frac{1}{F \cdot K} [-K(e_{12} + e_{41} \cos \varphi_{12}) \sin \alpha + H e_{23} \sin \gamma + G e_{34} \sin \beta] \\ \lambda_4 &= -\frac{\lambda_1 \sin \beta}{\sin \gamma} - \frac{\operatorname{cosec} \alpha \operatorname{cosec} \gamma}{F} [G(e_{12} + e_{41} \cos \varphi_{12}) \sin \beta + K e_{23} \sin \alpha + \\ &\quad + I e_{34} \sin \alpha] + e_{41} \operatorname{ctg} \alpha \sin \beta \operatorname{cosec} \gamma \sin \varphi_{12},\end{aligned}\quad (13)$$

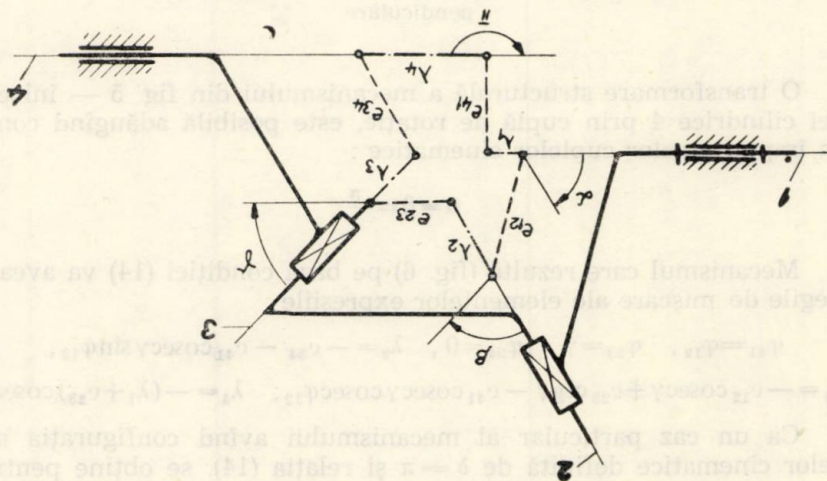


Fig. 5. Mecanism cu axele cuplelor bazei paralele.

unde

$$F = \sqrt{\sin^2 \alpha + \sin^2 \beta + \sin^2 \gamma - 2(1 - \cos \alpha \cos \beta \cos \gamma)}, \quad G = \cos \beta - \cos \alpha \cos \gamma,$$

$$H = \cos \gamma - \cos \alpha \cos \beta, \quad I = \cos \beta \cos \gamma - \cos \alpha, \quad K = \sin \beta \sin \gamma.$$

Independența rotațiilor relative φ_{23} și φ_{34} de mișcarea elementului conducător justifică transformarea structurală care apare la mecanismul definit pentru $\delta = \pi$ (fig. 5) — înlocuirea a două cuple cinematice prin cuple de translație.

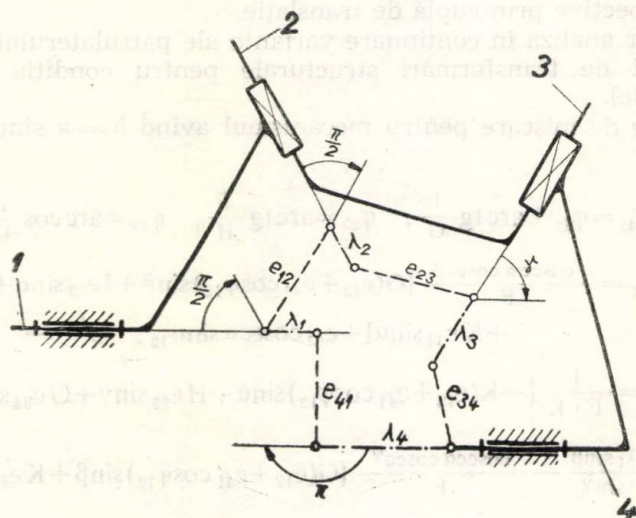


Fig. 6. Mecanism cu axele cuplelor bazei paralele și axele cuplelor a unor elemente perpendiculare.

O transformare structurală a mecanismului din fig. 5 — înlocuirea cuplei cilindrice 4 prin cuplă de rotație, este posibilă adăugând condiției $\delta = \pi$ impuse axelor cuplelor cinematice :

$$\alpha = \beta = \frac{\pi}{2} \quad (14)$$

Mecanismul care rezultă (fig. 6) pe baza condiției (14) va avea pentru legile de mișcare ale elementelor expresiile :

$$\begin{aligned} \varphi_{41} = \varphi_{12}, \quad \varphi_{23} = \gamma, \quad \varphi_{34} = 0, \quad \lambda_2 = -e_{34} - e_{41} \operatorname{cosec} \gamma \sin \varphi_{12}, \\ \lambda_3 = -e_{12} \operatorname{cosec} \gamma + e_{23} \operatorname{ctg} \gamma - e_{41} \operatorname{cosec} \gamma \operatorname{cosec} \varphi_{12}; \quad \lambda_4 = -(\lambda_1 + e_{23}) \operatorname{cosec} \gamma. \end{aligned} \quad (15)$$

Ca un caz particular al mecanismului avînd configurația axelor cuplelor cinematice definită de $\delta = \pi$ și relația (14), se obține pentru un

$$\gamma = \frac{\pi}{2}, \quad e_{12} = e_{34} = 0 \quad (16)$$

mecanism (fig. 7) care constituie însuși mecanismul care stă la baza cu-plajului Oldham.

Legile de mișcare pentru elementele acestui mecanism sînt date de relațiile :

$$\varphi_{41} = \varphi_{12}, \quad \varphi_{23} = \frac{\pi}{2}, \quad \varphi_{34} = 0 \quad (17)$$

$$\lambda_2 = -e_{41} \sin \varphi_{12} \quad \lambda_3 = -e_{41} \cos \varphi_{12}, \quad \lambda_4 = -e_{23}$$

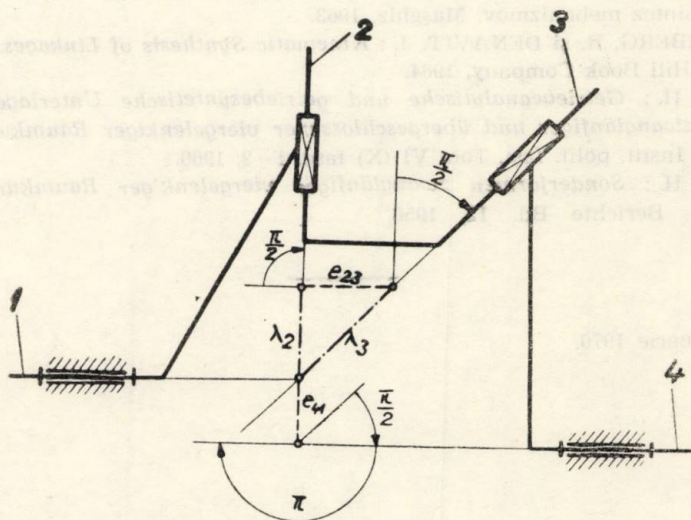


Fig. 7. Mecanismul cuplajului Oldham.

Concluzii

Analiza aprofundată a cinematicii mecanismului patrulater spațial permite studierea unitară a variantelor acestui mecanism, cât și stabilirea de configurații particulare ale axelor cuplelor cinematice care definesc noi variante ale acestui mecanism.

Zusammenfassung

Die Arbeit analysiert einige Sondervarianten des räumlichen Viereckmechanismus ausgehend von den mit Hilfe der Matrix-Methode abgeleiteten Bewegungsgesetzen für den allgemeinen Fall. Für jeden durch die Sonderform seiner kinematischen Gelenkachsen definierten Mechanismus werden die Bewegungsgesetze all seiner Elemente studiert.

1. BEYER, R.: *Technische Raumkinematik*. Berlin, Springer-Verlag, 1963.
2. DIMENTBERG, F. M.: *Opredelenie položenii prostranstvenih mehanizmov*. Izd. ANSSSR, 1950.
3. DIMENTAG, F. M. și IOSLOVICI, I. B.: *Prostranstvennii cetîrehzvennii mehanizmi, imeiushii dve postupatelnie pari*. Trudî 3 sov. po osn. probl. T.M.M. Analiz i sintez mehanizmov. Maşghiz, 1963.
4. HARTEMBERG, R. și DENAVIT, J.: *Kinematic Synthesis of Linkages*. New-York, McGraw-Hill Book Company, 1964.
5. WÖRLE, H.: *Getriebeanalytische und getriebe-synthetische Unterlagen für den Entwurf zwangläufiger und übergeschlossener viergelenkiger Raumkurbegetriebe*. Buletinul Institut. polit. Iaşi. Tom VI (X) fasc. 1—2, 1960.
6. WÖRLE, H.: *Sonderformen zwangläufiger viergelenkiger Raumkurbelgetriebe*. V.D.I. — Berichte Bd. 12. 1956.

— Berichte Bd. 12, 1956.

STUDIU PRIVIND CINEMATICA DIRECȚIEI VEHICULELOR RUTIERE *

PETRE ALEXANDRU

Vehiculul rutier va parcurge corect o curbă dacă normalele la vitezele liniare ale roților se vor intersecta în centrul de curbură al traiectoriei, numit *centru de viraj*. Prin unirea centrelor de viraj, pentru di-

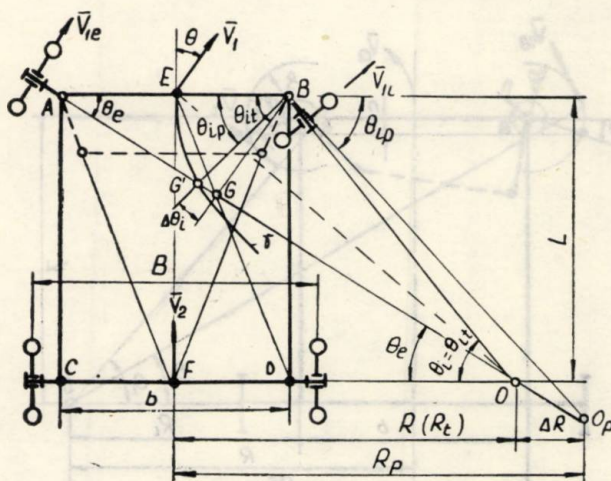


Fig. 1. Schema parcurgerii unei curbe de către vehiculul echipat cu pivoți verticali și roți rigide.

ferite unghiuri de bracare ale roților, se obține curba polară a vehiculului, care indică proprietățile timoneriei direcției. Compararea curbei po-

* Lucrarea executată sub îndrumarea prof. dr. N. I. Manolescu, Inst. polit. Buc.

lare practice cu curba polară teoretică (linia osiei din spate), obținută pentru vehiculul înzestrat cu un sistem de direcție ideal, indică concordanța dintre bazele cinematice ale mersului în curbă și soluțiile constructive alese pentru sistemul de direcție.

Condiția înscrierii perfecte a vehiculului în curbă, cunoscută sub denumirea de *condiția geometrică* a lui Ackermann [17] este dată de relația (1) :

$$\operatorname{ctg} \Theta_e - \operatorname{ctg} \Theta_i = \frac{b}{L}. \quad (1)$$

În relație, b este distanța dintre pivoți, L — distanța dintre osiile vehiculului, iar Θ_e , Θ_i — unghiurile de bracăj ale roților directoare din exteriorul, respectiv interiorul curbei (fig. 1). Se cunoaște că trapezul Jeantaud, folosit pentru îndeplinirea relației (1), nu descrie matematic această condiție. Condiția va fi repusă sub forma intersecției dreptelor $\overline{AO}$ cu $\overline{BG}$, duse sub unghiurile teoretice Θ_e și Θ_i față de $\overline{AB}$, pe diagonala $\overline{ED}$ a semibazei. Notînd cu Θ_{it} unghiul teoretic ideal (conf. rel. 1) și cu Θ_{ip} unghiul practic realizat de către trapezul direcției, pentru un anumit unghi Θ_e , se remarcă eroarea $\Delta \Theta_i = \Theta_{ip} - \Theta_{it}$, scoasă în evidență pe fig. 1 sub forma curbei erorilor unghiulare, care diferă de diagonala $\overline{ED}$. Această curbă este descrisă de punctul G' , punct obținut la intersecția dreptelor

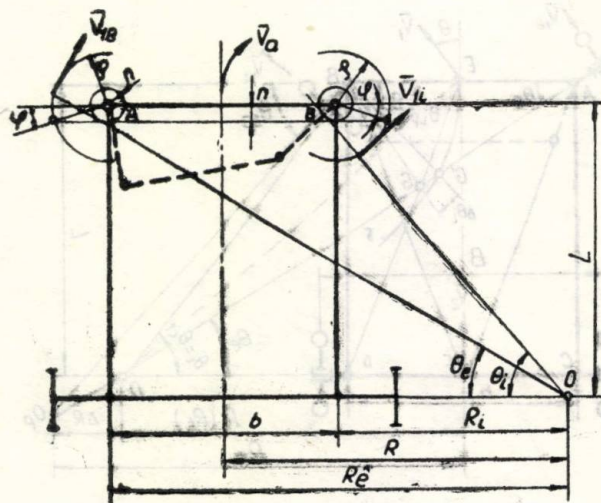


Fig. 2. Schema parcurgerii unei curbe de către vehiculul echipat cu pivoți și roți înclinate.

duse sub unghiurile Θ_e și Θ_{ip} . Realitatea este că chiar condiția lui Ackermann nu are valabilitate generală. Ea este perfectă numai în cazul pivoților dispuși vertical și al roților rigide transversal.

Pentru cazul real al pivotilor de fuzetă dispuși înclinat, Ochner [19] sugerează relația (2), în care se ține seama de unghiul de înclinare φ_0 .

$$L \cos \Theta_{e,i} - R_{e,i} \sin \Theta_{e,i} = \rho \sin \varphi_0 = n. \quad (2)$$

Conform relației, rezultă concluzia că normalele la vitezele liniare ale roților, concurente în centrul de viraj, sînt tangente cercului de fugă de rază $n = \rho \sin \varphi_0$ (fig. 2), unde ρ este raza de rulare a roții.

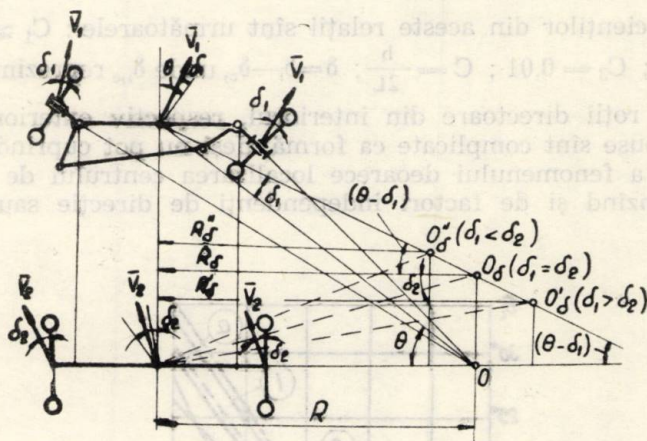


Fig. 3. Schema caracteristicilor de virare a vehiculului echipat cu roți elastice transversal, menținând constant unghiul δ_1 .

Pentru cazul real al roților elastice transversal, unghiurile de deviere laterală δ_1 , respectiv δ_2 pentru roțile din față și spate, fac ca raza $R = L / \tan \Theta$ să se modifice conform relației (3):

$$R_\delta = \frac{L}{\tan(\Theta - \delta_1) + \tan \delta_2} \cong \frac{L}{\Theta + (\delta_2 - \delta_1)}. \quad (3)$$

Astfel după cum $\delta_2 \geq \delta_1$, va rezulta $R_\delta \leq R$, autovehiculul avînd capacitate de virare insuficientă, normală sau excesivă, cazuri studiate în lucrările [5, 6, 10, 16, 20]. În relația (3) Θ , δ_1 , δ_2 sînt unghiurile de virare și deviație medii (fig. 3). Pentru însoțirea pe aceeași curbă vehiculul trebuie brăcat cu un unghi mai mare sau mai mic decît cel teoretic din cazul roților rigide. Astfel relația lui Ackermann pierde din conținut, impunîndu-se studiul unghiurilor de virare în funcție de deriva roților ca și necesitatea de a găsi o alternativă la relația (1).

Subvirarea și supravirarea (subcomandă—supracomandă) se definesc de fapt [9] în corespondență cu schimbarea vitezei de rotație a vehiculului în jurul axei verticale în funcție de accelerația centripetă sau, cu alte cuvinte, în corespondență cu raportul vitezei unghiulare de

rotire a axei longitudinale față de unghiul de bracăj al roților. Pentru cazul real al pneurilor elastice, drept relații care dau condiția dinamică de parcurgere a unei curbe de către vehicul, se propune de către Forkel [12] ecuația (5), iar de către Henker [15] ecuația (4) :

$$\Theta_i = C_1 + C_2 \Theta_2 + C_3 \Theta_e^2; \quad (4)$$

$$\text{ctg } \Theta_i = \text{ctg } \Theta_e \frac{\text{ctg } \delta - C}{\text{ctg } \delta + C} - 2C \frac{\text{ctg } \delta}{\text{ctg } \delta + C}. \quad (5)$$

Valorile coeficienților din aceste relații sînt următoarele : $C_1 \approx 0,6 \dots 0,7$; $C_2 \approx 0,8 \dots 0,9$; $C_3 = 0,01$; $C = \frac{b}{2L}$; $\delta = \delta_i - \delta_e$, unde $\delta_{i,e}$ reprezintă unghiul de derivă al roții directoare din interiorul, respectiv exteriorul curbei. Relațiile propuse sînt complicate ca formă, deși nu pot cuprinde întreaga complexitate a fenomenului deoarece localizarea centrului de viraj este dificilă, depinzînd și de factori independenți de direcție sau de auto-vehicul.

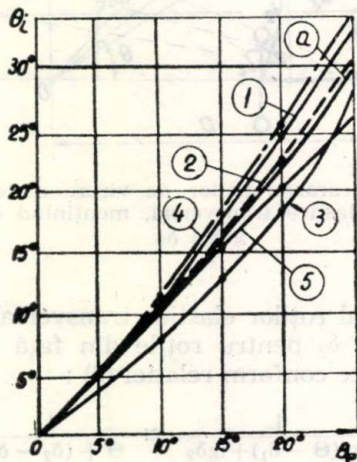


Fig. 4. Diagrama legilor de transmitere propuse pentru trapezul de direcție de către Ackermann (1), Gough (2), Fiala (3), Hasselgruber (4), Eberan (5) și propunerea autorului (a).

Avînd în vedere complexitatea fenomenului, diverși cercetători au propus mai multe legi grafice care să redea condiția cinematică fundamentală ce trebuie îndeplinită de trapezul de direcție [14]. Propunerile sînt sistematizate în fig. 4, în comparație cu propunerea Ackermann (curba 1) și propunerea bracăjelor egale $\Theta_i = \Theta_e$ (dreapta 5). Se observă că după curba 2 (Gough-Shearer [13]) bracăjul este diminuat, pe cînd

după curba 4 (Hasselgruber [14]) bracăjul roții interioare trebuie accentuat. Se propune chiar cazul în care bracăjul scade sub valoarea $\Theta_i = \Theta_c$, conform curbei 3 (Fiala [11]). Se impun astfel compromisuri, ajungându-se, de cele mai multe ori, la concluzia că condiția lui Ackermann este cea mai bună soluție de compromis.

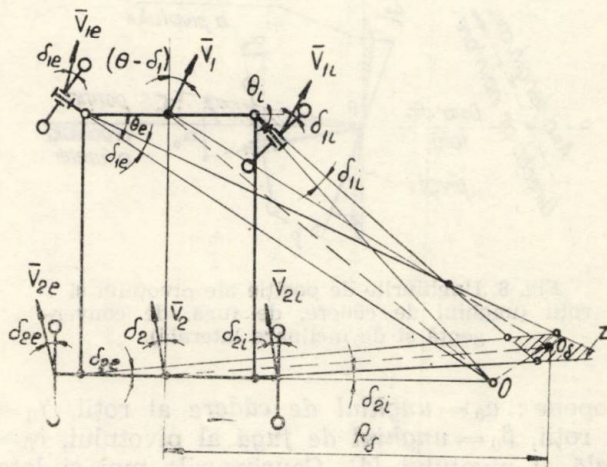


Fig. 5. Schema virajului real al autovehiculului echilibrat cu roți elastice.

Autorul în lucrarea [4], pe baza observației că centrul de viraj O_δ se deplasează spre înainte, în zona de viraj Z (fig. 5), propune o lege simplă ca formă (6), care se apropie de condiția lui Gough, socotită ca fiind cea mai rațională :

$$\operatorname{ctg} \Theta_c - \operatorname{ctg} \Theta_i = \frac{b}{KL} ; K = 1,2 \dots 1,25. \quad (6)$$

Pentru comparație, în fig. 4, s-a trasat legea propusă prin curba „a”. Legea propusă impune ca centrul de viraj O_p (fig. 1) să fie situat, pentru cazul static, în urma osiei din spate. În timpul mișcării, prin apariția unghiurilor de derivă, centrul de viraj dinamic se va deplasa înainte, ocupînd poziții cît mai apropiate de linia osiei din spate, micșorîndu-se astfel patinările. Stabilitatea autovehiculului va crește.

Pentru a avea criterii reale de apreciere a posibilităților de realizare a legii impuse, este necesar ca mecanismele de direcție să fie studiate *structural și cinematic* ca mecanisme spațiale, așa cum sînt ele în realitate. Se cunoaște că pivotul este înclinat astfel încît capătul de jos este deplasat înainte în planul vertical—longitudinal cu unghiul β_0 și lateral în planul vertical—transversal cu unghiul δ_0 [18]. De asemenea, fuzeta este deplasată spre înainte în planul orizontal cu unghiul γ_0 și în jos în planul vertical—transversal cu unghiul α_0 , creînd înclinarea roții

vehiculului (fig. 6). Aceste unghiuri dau caracterul de mecanism spațial trapezului de direcție. Se propune, pentru evitarea confuziilor, adoptarea următoarelor denumiri, în concordanță cu denumirile consacrate în

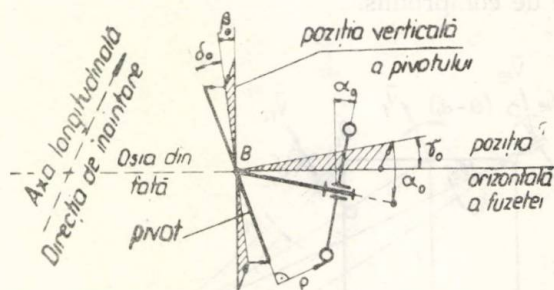
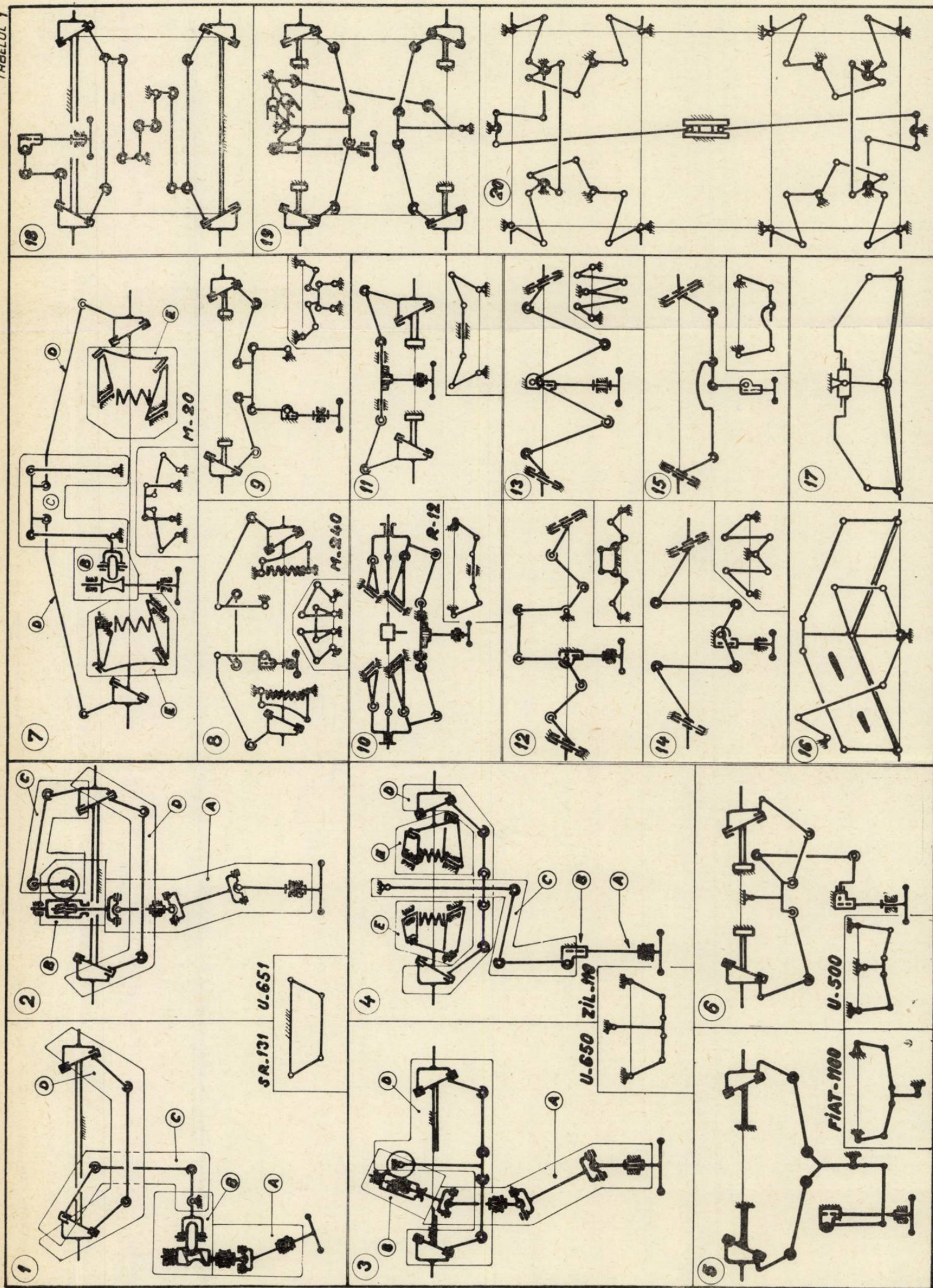


Fig. 6. Unghiurile de poziție ale pivotului și roții (unghiul de cădere, de fugă, de convergență și de înclinare laterală).

țările vest-europene: α_0 = unghiul de cădere al roții, γ_0 = unghiul de convergență al roții, β_0 = unghiul de fugă al pivotului, δ_0 = unghiul de înclinare laterală al pivotului [4]. Cauciucurile moi și late diminuează importanța unghiului de cădere, convergență și fugă, păstrându-se importanța unghiului de înclinare laterală.

Se cunosc construcțiile clasice ale sistemului de direcție cu trapez de direcție nedivizat (bara de direcție transversală dintr-o bucată) și divizat (bară segmentată), pentru vehicule cu suspensie dependentă, respectiv independentă. Sistemul de direcție este compus din mai multe mecanisme pentru care se propun următoarele denumiri: *mechanismul de acționare al casetei* (în tabelul 1, schema A) — cuprins între volan și caseta de direcție, *mechanismul casetei de direcție* (B), *mechanismul de acționare al trapezului* (C) — cuprins între caseta de direcție și trapez și *trapezul de direcție* (D). Mechanismul de acționare al trapezului împreună cu trapezul de direcție se va numi pe scurt *mechanism de direcție* [2] deoarece acesta dispune orientarea roților în poziția relativă căutată. Se precizează că mechanismul casetei nu este în fond decât un reductor și nu-i este justificată denumirea de mecanism de direcție.

În lucrarea [2] autorul face o analiză structurală completă a mecanismelor din sistemul de direcție, determinându-se mecanismele componente, familia lor, gradul de mobilitate [1] ținând cont de cuplele, elementele și mobilitățile pasive ca și de mecanismele suspensiei. În tabelul 1 se sistematizează mecanismele sistemului de direcție, reprezentate corect ca mecanisme spațiale. Schemele 1 și 2 reprezintă sisteme de direcție cu trapez nedivizat. Schemele 3...6 constituie sisteme de direcție cu trapez divizat (patrulater de direcție), având două bare de direcție transversale și o pîrghie oscilantă. Schemele 7...9 reproduc sisteme de direcție cu trapez divizat având trei bare de direcție. Sche-



mele 10—11 redau sisteme de direcție având trapeze de direcție cu cremalieră, făcând corp comun cu bara de direcție. Schemele 12-17 redau sisteme de direcție speciale propuse de diverși cercetători sau brevete de invenții. În sfârșit schemele 18... 20 redau sisteme de direcție pentru vehicule cu două sau patru punți directoare.

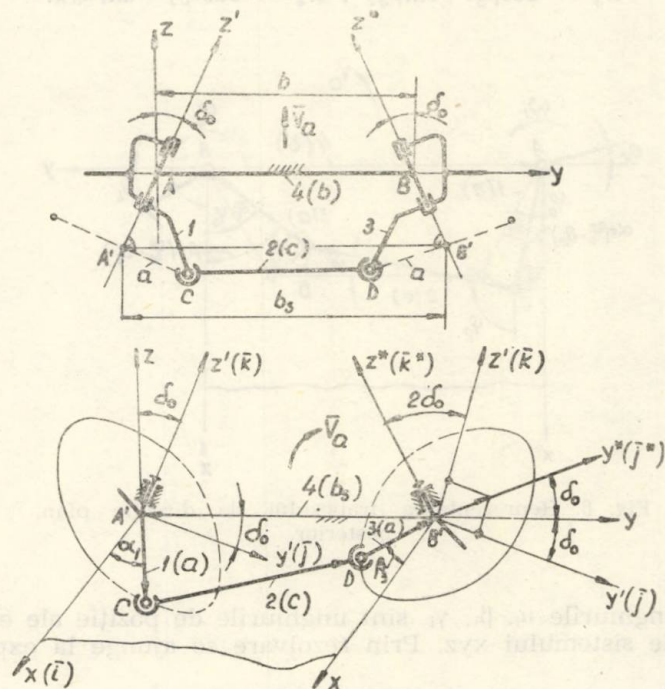


Fig. 7. Reprezentarea trapezului de direcție spațial, posterior osiei din față, în vederea calculului cinematic.

Tratarea cinematică, făcând abstracție de caracterul spațial al trapezului, introduce de la început erori. Se remarcă lucrarea [7] care tratează trapezul spațial prin metoda proiecției ortogonale (introduce totuși parametri neutili) și lucrările [12, 19] care utilizează geometria sferică (rezultă totuși expresii complicate). Autorul în [3] folosește metoda vectorială, a rezolvării conturului poligonal închis.

Trapezul spațial (fig. 7), spre deosebire de cel plan (fig. 8), are parametrii :

$$b_s = b + 2\overline{AA'} \cdot \sin \delta_0; \varphi_{os} = \arcsin[\sin \varphi_0 / \cos \delta_0 + \overline{AA'} \cdot \operatorname{tg} \delta_0 / a]. \quad (7)$$

Ecuția de poziție (8), ecuația conturului poligonal închis,

$$a\bar{U}_1 + c\bar{U}_2 + a\bar{U}_3 + b_s\bar{U}_4 = 0, \quad (8)$$

conține versorii $\bar{U}_1, \bar{U}_4$ cunoscuți, iar versorii $\bar{U}_2, \bar{U}_3$ necunoscuți :

$$\bar{U}_1 = \cos\alpha_1 \bar{i} + \sin\alpha_1 \bar{j}, \quad \bar{U}_2 = \cos\alpha_2 \bar{i} + \cos\beta_2 \bar{j} + \cos\gamma_2 \bar{k},$$

$$\bar{U}_3 = -\cos\beta_3 \bar{i} + \sin\beta_3 \bar{j}^*, \quad \bar{U}_4 = -\cos\delta_0 \bar{j} - \sin\delta_0 \bar{k}.$$

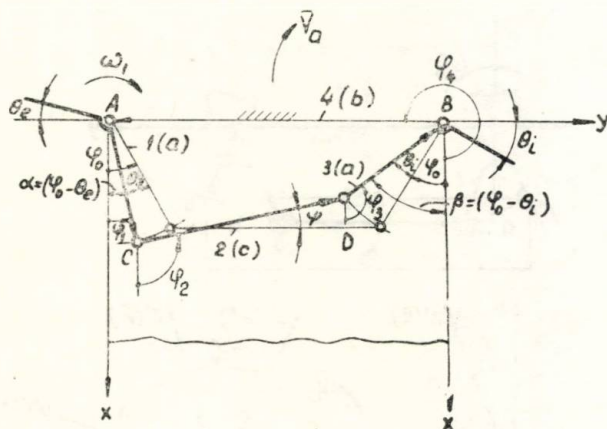


Fig. 8. Reprezentarea trapezului de direcție plan, posterior.

În relații, unghiurile $\alpha_i, \beta_i, \gamma_i$ sînt unghiurile de poziție ale elementelor față de axele sistemului xyz. Prin rezolvare se ajunge la expresia (9) :

$$\cos\beta_3 = [A \cdot B + C \sqrt{B^2 + C^2 - A^2}] / (B^2 + C^2); \quad (9)$$

$$A = 2a^2 + b_s^2 - c^2 - 2ab_s \sin\alpha_1 \cos\delta_0, \quad B = -2a^2 \cos\alpha_1,$$

$$C = 2a(a \sin\alpha_1 \cos 2\delta_0 - b_s \cos\delta_0).$$

Pentru trapezul plan : $\delta_0 = 0, b_s \rightarrow b, \varphi_{os} \rightarrow \varphi_0, \alpha_1 \rightarrow \alpha, \beta_3 \rightarrow \beta$.

Raportul de transmitere pentru trapezul spațial [3] este dat de relația

$$i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{\omega_c}{\omega_i} = \frac{d\Theta_c}{d\Theta_i} = \frac{d\alpha_1}{d\beta_2} = \frac{\cos\alpha_2 \sin\beta_3 + \cos\beta_2 \cos\beta_3 \cos 2\delta_0 + \cos\gamma_2 \cos\beta_3 \sin 2\delta_0}{\sin\alpha_1 \cos\alpha_2 - \cos\alpha_1 \cos\beta_2}. \quad (10)$$

Rezultatele unui calcul numeric pentru trapezul plan și spațial, posterior și anterior osiei din față, sînt date în fig. 9. Analiza diagramei indică că eroarea făcută prin tratarea trapezului de direcție nedivizat,

posterior osiei din față, ca un mecanism plan, nu este deloc neglijabilă. Trapezul anterior osiei poate fi tratat ca un mecanism plan, eroarea fiind neînsemnată.

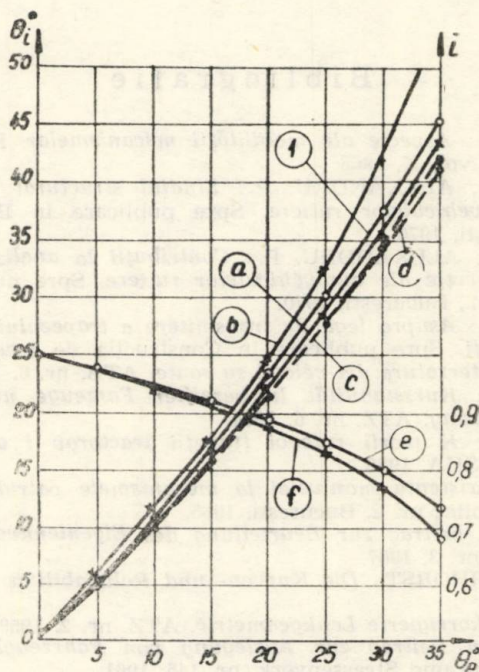


Fig. 9. Diagrama legilor de transmitere corespunzătoare trapezului de direcție al vehiculului SR ($b = 1464$ mm, $c = 1360$ mm, $b_s = 1484$ mm, $AA' = 100$ mm, $a = 190$ mm, $\delta_0 = 5^\circ 30'$, $\varphi_0 = 16^\circ$): legea $\Theta_i = \rho(\Theta_e)$ pentru trapezul posterior plan (a) și spațial (b), pentru trapezul (variantă) anterior plan (c) și spațial (d), legea bracadelor Ackermann (1) și raportul $i_{12} = \rho(\Theta_e)$ pentru trapezul posterior plan (e) și spațial (f).

Zusammenfassung

Auf Grund des Studiums der Kurvenfahrt werden die Bedingungen des einwandfreien Kurvenlaufes der Fahrzeuge systematisiert und ein Gesetz das die Reifenverformungen mitberücksichtigt, vorgeschlagen. Es werden die Lenkmecha-

nismen systematisiert, ausgehend davon, dass es räumlich angeordnete Mechanismen sind und es werden Kinematische Formeln, die Übertragungsgesetze des räumlichen Trapezes betreffend, angeordnete.

Bibliografie

1. ALEXANDRU, P.: *Aspecte ale mobilității mecanismelor*. Buletinul Institutului politehnic Brașov, vol. X, 1968.
2. MANOLESCU, N., ALEXANDRU, P.: *Studiul structural al mecanismelor de direcție ale autovehiculelor rutiere*. Spre publicare în Buletinul Institutului politehnic București, 1970.
3. MANOLESCU, N., ALEXANDRU, P.: *Contribuții la analiza cinematică a mecanismelor de direcție ale autovehiculelor rutiere*. Spre publicare în Studii și cercet. de mec. apl., București, 1970.
4. ALEXANDRU, P.: *Asupra legii de transmitere a trapezului de direcție al autovehiculelor pe roți*. Spre publicare în Construcția de mașini, București, 1970.
5. ARELLI, A.: *La sterzata dei veicoli su route*. ATA, nr. 6, 1964.
6. BEERMANN, H.: *Kurstabilität luftbereifter Fahrzeuge und deren Verhalten bei Stützenwindstörung*. ATZ, nr. 6, 1964.
7. CUZMINSKI, V.: *K teorii rulevoi trapezii tractorov i avtomobilei*. Naucnie trudi, tom VIII, USHA, 1956.
8. DUDIȚĂ, FL.: *Existența manivelei la mecanismele patrulatere sferice*. Studii și cerc. de mec. aplic., nr. 2, București, 1965.
9. ENGELS, E.: *Ein Beitrag zur Beurteilung des Eigenlenkverhaltens von Kraftfahrzeugen*. ATZ, nr. 3, 1967.
10. EBERAN V. EBERHORST: *Die Kurven- und Rollstabilität des Kraftfahrzeuges*. ATZ, nr. 9, 1953.
11. FIALA, E.: *Kraftkorrigierte Lenkgeometrie*. ATZ, nr. 2, 1959.
12. FORKEL, D.: *Ein Beitrag zur Auslegung von Fahrzeuglenkungen*. Deutsche Kraftfahrtforschung und Strassenverk, nr. 145, 1961.
13. GOUGH, E., SHEARER, G.: *Front Suspension and Tyre Wear*. Automobile Division, S 171, 1956.
14. HASSELGRUBER, H.: *Zur Lenkgeometrie von vierrädrigen Strassenkraftfahrzeugen Anforderungen- und Auslegungsmöglichkeiten*. VDI Berichte 77, 1964.
15. HENKER, E.: *Die Auslegung der Lenkgeometrie unter Berücksichtigung der Reifeneigenschaften*. KFT, nr. 9, 1968.
16. JULIEN, M.: *Cinématique, dynamique et stabilité de direction en régime permanent*. SIA, Ingénieur de l'automobile, nr. 7, 1963.
17. KAMM, W.: *Das Kraftfahrzeug*. Berlin, 1936.
18. NIȚESCU, GH., NĂSTĂSOIU, ȘT., POPESCU, S.: *Tractoare*. Ed. did. și ped., București, 1968.
19. OCHNER, P.: *Der Einfluss von Nachlauf, Spreizung, Sturz und Vorspur auf die Kinematik von Achsschenkelanordnungen*. DKFS, nr. 123, 1959.
20. UNTARU, M., CÎMPEANU, V., SEITZ, N., SOARE, I.: *Automobilul*. Ed. did. și ped., 1968, București.

27 ianuarie 1970.

ANALIZA STRUCTURALĂ A MECANISMELOR DE DIRECȚIE ALE TRACTOARELOR PE ȘENILE

AUREL JULA

Mecanismele de direcție, utilizate în construcția tractoarelor pe șenile, realizează diferențierea vitezelor unghiulare și a momentelor de torsiune la cele două roți motoare, creînd astfel posibilitatea de virare a acestor tractoare.

Din multitudinea soluțiilor preconizate pentru realizarea mecanismelor de direcție, se vor analiza în lucrare acelea care au la bază mecanisme cu roți dințate și cu fricțiune. Pe baza unei clasificări a mecanismelor studiate, se analizează structural mecanisme reprezentative din fiecare clasă.

1. CLASIFICARE ȘI ANALIZĂ STRUCTURALĂ

Mecanismele de direcție, care fac obiectul analizei, sînt mecanisme de familia a III-a [1, 7], gradul de mobilitate determinîndu-se cu relația (Cebîșev — Artobolevski) :

$$M_3 = 3n - 2c_5 - c_4.$$

La mecanismele diferențiale, studiul structural se efectuează pentru întregul mecanism, iar la mecanismele simetrice, în raport cu transmisia centrală 1—2, analiza structurală se efectuează pentru o singură ramură (ramura din stînga).

În clasificarea mecanismelor de direcție s-au avut în vedere mecanismele simple care intră în compunerea acestora. Pentru fiecare grupă de mecanisme, avînd la bază un anumit tip de mecanism simplu, se studiază în continuare cîte o construcție tipică.

1.1. Mecanisme de direcție cu ambreiaje prin fricțiune

Mecanismul este simetric (fig. 1), putînd funcționa în următoarele situații :

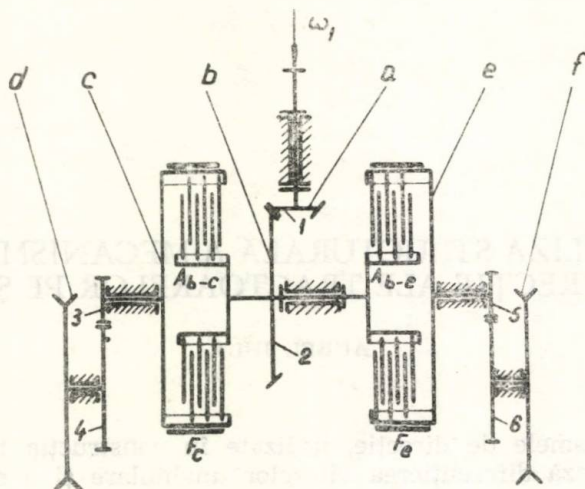


Fig. 1

a) $A_{b-c}=0$ și $F_c=1$ (deplasare în linie dreaptă), rezultă $M=3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 2 = 1$;

b) $A_{b-c}=1$ și $F_c=0$ (virare cu rază minimă), avînd $c \equiv d \equiv w$.

La majoritatea tractoarelor pe șenile, mecanismele de direcție au la bază ambreiaje prin fricțiune, datorită simplității constructive a acestora. Comanda ambreiajelor prin fricțiune, utilizate la mecanismul de direcție de tipul celui prevăzut în fig. 1, poate fi și electromagnetică ca la tractorul de fabricație sovietică DT-20 B.

1.2. Mecanisme de direcție cu variatoare toroidale [3]

Mecanismul de direcție cu variatoare toroidale din fig. 2 este simetric, avînd gradul de mobilitate $M=3 \cdot 7 - 2 \cdot 7 - 5 = 2$. Existența celui de al doilea grad de mobilitate (de reglare) indică posibilitatea rotirii elementului c în jurul axei articulației C_{cv} , rotire necesară pentru modificarea raportului de transmitere al variatorului.

La deplasarea în linie dreaptă, rapoartele de transmitere ale variatoarelor sînt egale, iar la virare sînt diferite. Un astfel de mecanism de direcție a fost încercat pe tractorul sovietic experimental DT-54 AFT [8].

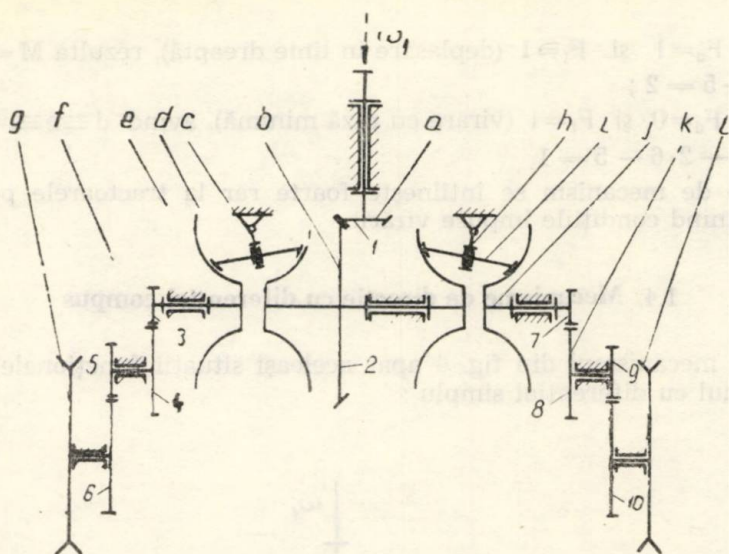


Fig. 2

1.3. Mecanisme de direcție cu diferențial simplu

La mecanismul din fig. 3, gradul de mobilitate se determină pentru următoarele situații funcționale :

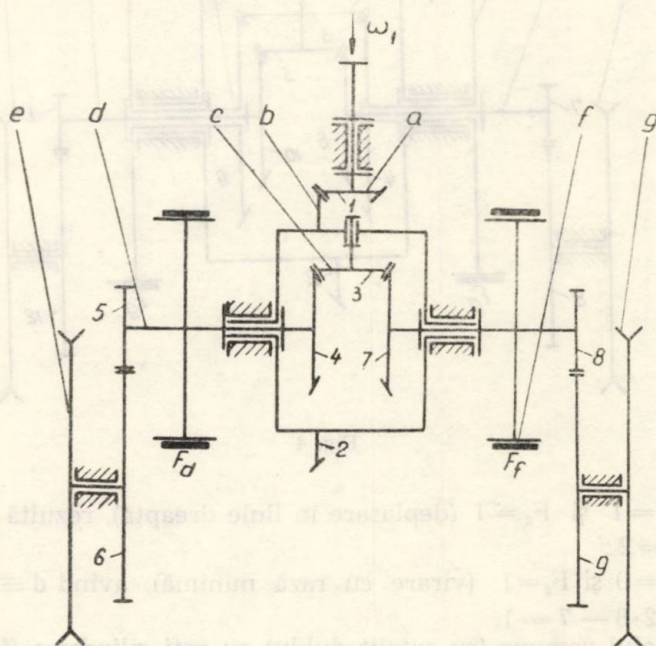


Fig. 3

a) $F_d=1$ și $F_f=1$ (deplasare în linie dreaptă), rezultă $M=3 \cdot 7 - 2 \cdot 7 - 5 = 2$;

b) $F_d=0$ și $F_f=1$ (virare cu rază minimă), avînd $d \equiv e \equiv w$ rezultă $M=3 \cdot 6 - 2 \cdot 6 - 5 = 1$.

Acest tip de mecanism se întilnește foarte rar la tractoarele pe șenile, neîndeplinind condițiile impuse virării.

1.4. Mecanisme de direcție cu diferențial compus

La mecanismul din fig. 4 apar aceleași situații funcționale ca și la mecanismul cu diferențial simplu :

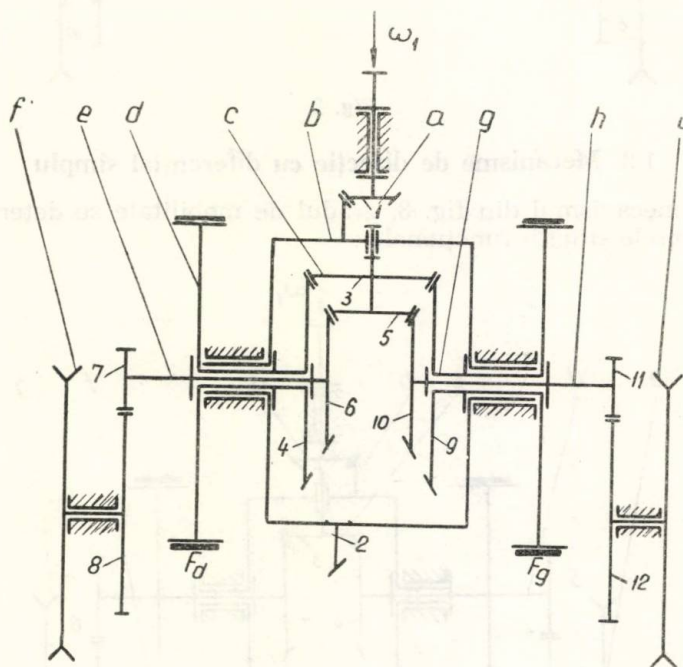


Fig. 4

a) $F_d=1$ și $F_g=1$ (deplasare în linie dreaptă), rezultă $M=3 \cdot 9 - 2 \cdot 9 - 7 = 2$;

b) $F_d=0$ și $F_g=1$ (virare cu rază minimă), avînd $d \equiv w$ rezultă $M=3 \cdot 8 - 2 \cdot 8 - 7 = 1$.

La diferențialul compus (cu satelit dublu) cu roți cilindrice (fig. 5), sate-liții 3 și 9 se află direct în angrenare, astfel că roțile centrale 4 și 10

1.5. Mecanisme de direcție planetare cu o treaptă

c) se determina pentru situațiile de funcționare caracterizate:

- $$-4=1;$$

cere minime și diferite viteze de deplasare a tractorului la virare. Mecanismul planetar poate funcționa avînd element conducător și roata centrală cu dantură exterioară sau brațul port-sateliți. Cu astfel de mecanisme de direcție sînt echipate tractoarele TDT-75, TDT-60, DET-250 și T-4 [6, 2].

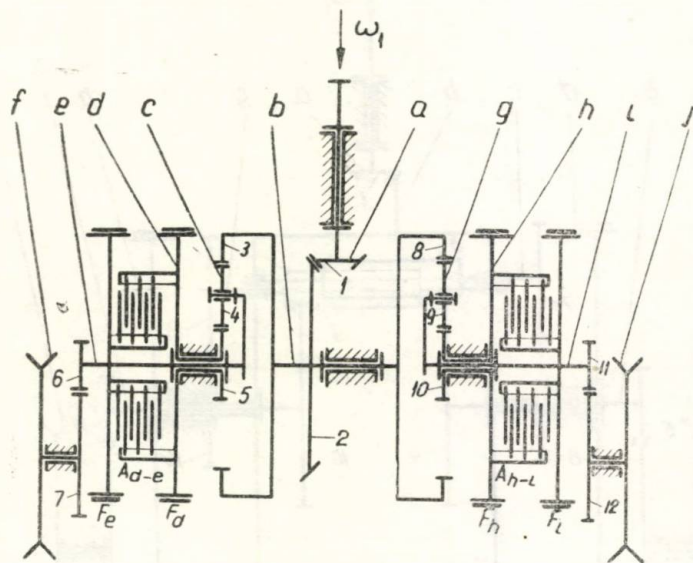


Fig. 6

1.6. Mecanism de direcție planetare cu două trepte

Similar analizei făcute în cazul precedent și în cazul mecanismului planetar cu două trepte (fig. 7), mobilitatea se va studia pentru diversele situații funcționale :

a) $A_{b-c} = 0$ și $F_c = F_e = 1$, avînd $b \equiv c \equiv d \equiv e \equiv f$ mecanismul planetar nu contribuie la realizarea raportului de transmitere global ;

b) $F_c = 0$ și $A_{b-c} = F_e = 1$, avînd $c \equiv w$ rezultă $M = 3.5 - 2.5 - 4 = 1$;

c) $F_e = 0$ și $A_{b-c} = F_c = 1$, avînd $e \equiv f \equiv w$ mecanismul se transformă într-un mecanism cu axe fixe, care funcționează în gol. La mecanismul din fig. 8, elementul conducător este brațul port-sateliți. Aceste mecanisme prezintă multe avantaje, avînd o largă perspectivă de utilizare la direcția tractoarelor pe șenile. Cu mecanisme de direcție planetare în două trepte sînt echipate tractoarele International 250 și TD-24 TC.

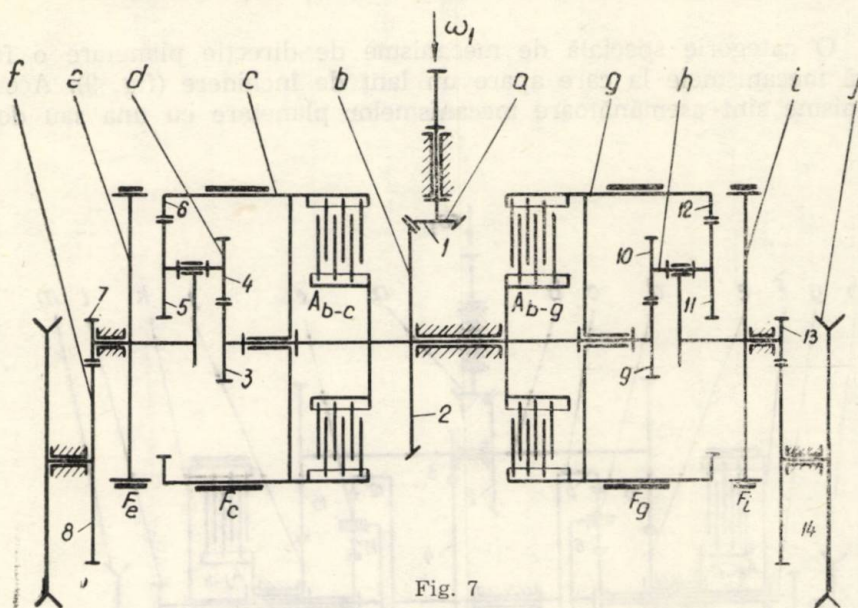


Fig. 7

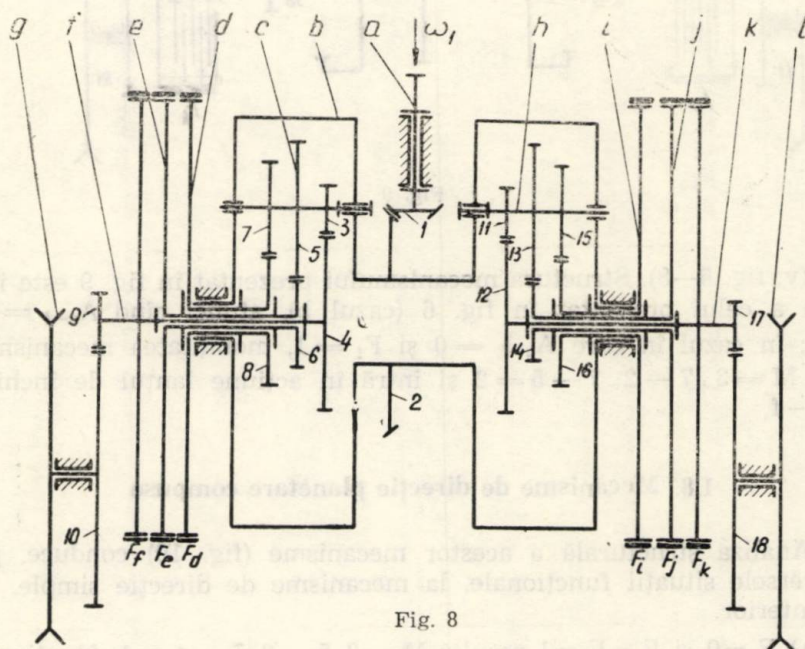


Fig. 8

1.7. Mecanisme de direcție planetare, cu lanț de închidere

O categorie specială de mecanisme de direcție planetare o formează mecanismele la care apare un lanț de închidere (fig. 9). Aceste mecanisme sînt asemănătoare mecanismelor planetare cu una sau două

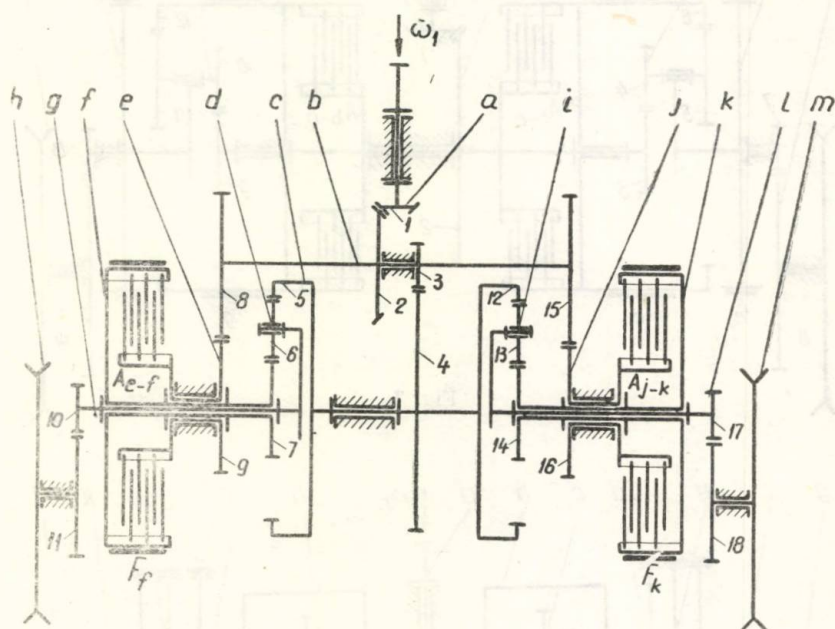


Fig. 9

trepte (v. fig. 6—8). Structura mecanismului prezentat în fig. 9 este identică cu a celui prezentat în fig. 6 (cazul b), atunci cînd $A_{e-f} = 1$ și $F_f = 0$; în cazul în care $A_{e-f} = 0$ și $F_f = 1$, mobilitatea mecanismului devine $M = 3.7 - 2.7 - 5 = 2$ și intră în acțiune lanțul de închidere b—e—f.

1.8. Mecanisme de direcție planetare compuse

Analiza structurală a acestor mecanisme (fig. 10) conduce, pentru diversele situații funcționale, la mecanisme de direcție simple, studiate anterior.

a) $F_e = 0$ și $F_c = F_g = 1$, rezultă $M = 3.5 - 2.5 - 4 = 1$, funcționarea fiind analogă cu a mecanismului din fig. 6 (cazul b).

b) $F_c=0$ și $F_e=F_g=1$, rezultă $M=3 \cdot 6 - 2 \cdot 6 - 4 = 2$, funcționarea fiind analogă cu a mecanismului din fig. 9, cu deosebirea că în acest caz lanțul de închidere este planetar.

c) $F_g=0$ și $F_c=F_e=1$, mecanismele planetare funcționează în gol.

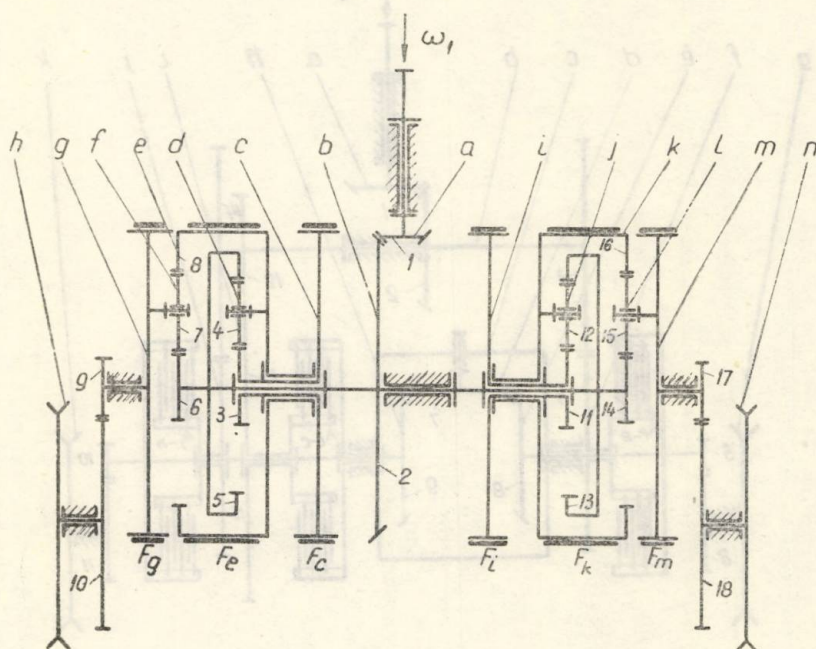


Fig. 10

1.9. Mecanisme de direcție complexe

Sînt mecanisme de direcție care înglobează mai multe mecanisme simple (fig. 11). Aceste mecanisme se reduc, în diferite situații funcționale, la mecanisme mai simple, studiate anterior. Astfel pentru $A_{i-c} = 0$ și $A_{f-c} = A_{j-h} = 1$, mecanismul se transformă într-un mecanism de direcție cu diferențial simplu, iar pentru $A_{f-c} = A_{j-h} = 0$ și $A_{i-c} = 1$ se transformă într-un mecanism cu ambreiaje prin fricțiune.

Rezultă clar și din acest exemplu, avantajul pe care-l conferă clasificarea mecanismelor de direcție în funcție de mecanismele simple componente. Clasificarea și analiza structurală pe grupe de mecanisme simple, pe lângă reducerea numărului de mecanisme studiate la mecanismele

intră în componența acestora.

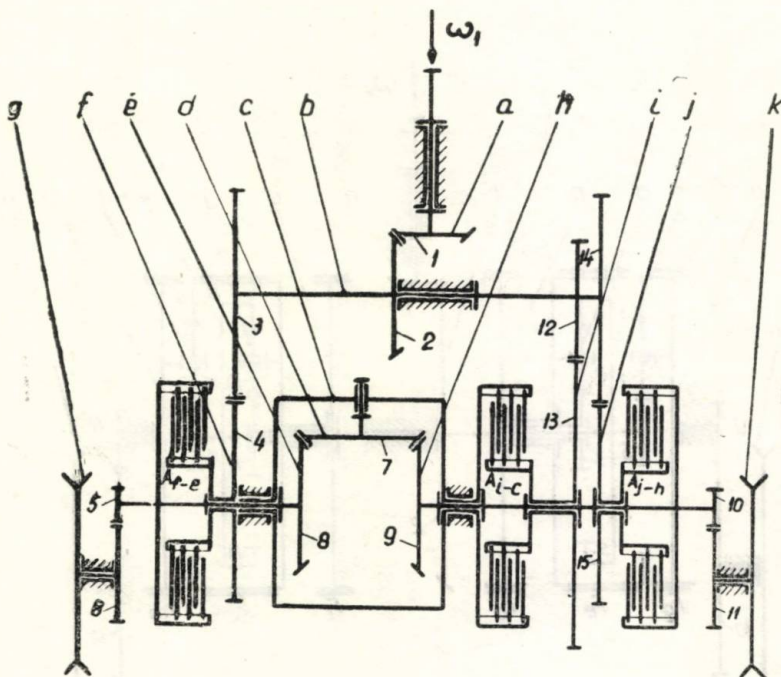


Fig. 11

Notatii întrebuințate

M	— gradul de mobilitate al mecanismului.
n	— numărul elementelor cinematice.
c ₅	— numărul cuplelor cinematice de clasa a 5-a (cuple de rotație).
c ₄	— numărul cuplelor cinematice de clasa a 4-a (cuple superioare).
a, b, c,...	— elemente cinematice mobile.
w	— baza mecanismului (corpul tractorului).
C _{ij}	— cupla cinematică dintre elementele (roțile) i și j.
a-b-c	— lanț cinematic compus din elementele a, b, c.
a≡b≡c	— elementele a, b, c sînt solidarizate între ele.
a≡b≡c≡w	— lanțul cinematic a-b-c este blocat.
1, 2, 3,...	— roți dințate.

- F_k — frîna cu bandă cu ajutorul căreia se blochează elementul k ($F_k = 0$ — frîna strînsă, $F_k = 1$ — frîna liberă).
- A_{i-j} — cuplajul care face legătura între elementele i și j ($A_{i-j} = 0$ — cuplat, $A_{i-j} = 1$ — decuplat).
- ω_1 — viteza unghiulară a elementului conducător (pinionul transmisiei centrale).

Zusammenfassung

Die Arbeit zeigt eine Klassifizierung der Lenkmechanismen bei Raupenschleppern bestehend aus Zahnradgetrieben und Reibradgetrieben. Auf Grund dieser Klassifizierung wird die Strukturanalyse typischer Lenkmechanismen jeder Klasse gemacht.

Bibliografie

1. ARTOBOLVSKI, I. I.: *Teoria mecanismelor și a mașinilor*. Editura tehnică, București, 1955.
2. BARSKII, I. B.: *Konstruirovanie i rasciot traktorov*. Mașinostroenie, Moscova, 1968.
3. FAROBIN, IA. E.: *Frikționnîe peredaci avtomobilei i traktorov*. Mașghiz, Moscova, 1962.
4. GREČENKO, A.: *Kolové a pásové traktory*. Státní zemědělské nakladatelství, Praha, 1963.
5. KRISTI, M. K., KRASNENÍKOV, V. I.: *Novie mehanizmi transmisii*. Mașinostroenie, Moscova, 1967.
6. NIȚESCU, GH., NĂSTĂSOIU, S., POPESCU, S.: *Tractoare*. Editura didactică și pedagogică, București, 1968.
7. SEMENOV, M. V.: *Teoria odno i dvuhstupenciatih planetarnih peredaci*. Mașinostroenie, Moscova, 1966.
8. SVETOZAROV, V. A., KAMENETSKII, V. A.: *Traktor s avtomaticheskoi frikționnoi transmissiei*. In: *Traktori i selhozmașini*, Nr. 5, 1961, p. 7—10.

27 ianuarie 1970.

Pentru studiul benzilor transportoare lungi se consideră rezistențele de rostogolire și rulare, masa și înălțimea benzii, coeficientul de elasticitate și coeficientul vitezei de alunecare în pe unitatea de lungime (respectiv egală cu r , m , e și b).



STUDIUL REGIMURILOR DINAMICE DE FUNCȚIONARE ALE BENZILOR TRANSPORTOARE DE LUNGIME MARE

EUGENIA MARGA, GHEORGHE MARGA

INTRODUCERE

Pornirea, frînarea, începutul și sfârșitul încărcării unei benzi transportoare, blocarea unor role sau a unor tamburi de întoarcere, patinarea accidentală a tamburului de antrenare provocată de lipsa aderenței dintre bandă și tambur pe durate de timp foarte scurte, sînt numai cîteva cauze care pot produce regimuri oscilatorii importante ale benzilor transportoare lungi.

Oscilațiile deplasărilor, vitezelor și forțelor ce acționează asupra benzilor transportoare lungi determină o solicitare mai intensă a benzilor; solicitările suplimentare pot duce la ruperea benzilor.

Folosirea benzilor transportoare care au atins lungimi de 1—5 km, a impus studiul mai complet al comportării funcționării staționare și-n ultimul timp și al funcționării tranzitorii (dinamice) ale benzilor.

În studiile existente [3], [4] și [5] s-au analizat numai unele aspecte ale funcționării benzilor, fără a exista o teorie generală și completă în acest domeniu.

Neglijarea unor parametri ai benzilor transportoare poate duce la erori care în anumite cazuri depășesc limitele admisibile. Astfel, neglijarea amortizării produsă de rezistențele de rulare și de rostogolire duce la erori însemnate chiar și-n cazurile teoretice mai simple.

Lucrarea de față are drept scop o analiză mai completă a comportării benzilor transportoare.

1. DEDUCEREA ECUAȚILOR CU DERIVATE PARȚIALE ALE BENZII TRANSPORTOARE

Pentru studiul benzilor transportoare lungi, se consideră rezistențele de rostogolire și rulare, masa și încărcătura benzii, coeficientul de elasticitate c și coeficientul vitezei de alunecare b pe unitatea de lungime (respectiv egale cu r , m , c și b).

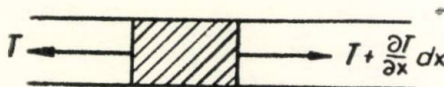


Fig. 1. Reprezentarea forțelor care acționează asupra elementului de lungime a benzii transportoare.

Pentru elementul de bandă de lungime dx (fig. 1), diferența forțelor ce acționează asupra secțiunilor vecine rezultă ecuația :

$$\frac{\partial T}{\partial x} dx = r dx v + \rho S dx \frac{\partial v}{\partial t} \quad (1)$$

unde $\rho S = m$ este masa pe unitatea de lungime a benzii și încărcăturii $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}} \right]$

ρ — densitatea masei benzii și materialului transportat $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$

S — secțiunea benzii $[\text{m}^2]$

r — rezistența de rostogolire și rulare a benzii pe role [6] pe unitatea de lungime și de viteză $\left[\frac{\text{Ns}}{\text{m}^2} \right]$

T — forța ce acționează asupra benzii $[\text{N}]$

Primul termen al membrului drept al ecuației (1) este echivalentul unei forțe de frecare viscoase, iar al doilea reprezintă forța de inerție.

După simplificarea cu dx ecuația cu derivate parțiale (1) capătă forma finală :

$$\frac{\partial T}{\partial x} = r v + m \frac{\partial v}{\partial t} \quad (2)$$

Pentru același element de lungime dx , diferența vitezelor este produsă de alunecarea benzii proporțională cu diferența forțelor ce acționează asupra secțiunilor vecine S (primul termen al membrului drept al ecuației 3) și de deformare elastică (termenul al doilea al membrului drept al ecuației 3). Astfel

$$\frac{\partial v}{\partial x} dx = b dx T + c dx \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3)$$

unde $b = \frac{v}{B_z E l}$ este coeficientul vitezei de alunecare pe unitatea de lungime $\left[\frac{1}{N_s} \right]$

B — lăţimea benzii [m]

E — modulul de elasticitate dinamic [4] al benzii $\left[\frac{N}{m} \right]$

z — numărul de inserţii

$c = \frac{l}{E B_z}$ — coeficientul de elasticitate al benzii pe unitate de lungime $\left[\frac{1}{N} \right]$.

După simplificarea cu dx ecuaţia (3) devine

$$\frac{\partial v}{\partial x} = bT + c \frac{\partial T}{\partial t} \quad (4)$$

Cu ajutorul celor două ecuaţii (2) şi (4) se pot obţine ecuaţiile numai de o singură variabilă T sau v . După calcule simple se obţin ecuaţiile :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = r b T + (rc + bm) \frac{\partial T}{\partial t} + mc \frac{\partial^2 T}{\partial t^2} \quad (5)$$

$$\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = r b v + (rc + bm) \frac{\partial v}{\partial t} + mc \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \quad (6)$$

Dacă se neglijează frecările şi alunecările $r \approx b \approx 0$, ecuaţiile (5) şi (6) devin :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = mc \frac{\partial^2 T}{\partial t^2} \quad (7)$$

$$\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = mc \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \quad (8)$$

care nu sînt altceva decît ecuaţiile de undă de tensiune T şi de viteză v , şi unde viteza de propagare a undei este

$$v_u = \sqrt{\frac{l}{mc}} \quad (9)$$

Înlocuind mărimile m şi c cu expresiile arătate mai sus, se obţine analog ca în [3] expresia :

$$v_u = \sqrt{\frac{E B_z}{m}} \quad (10)$$

2. DETERMINAREA FORMEI OPERAŢIONALE A ECUAŢIILOR CU DERIVATE PARŢIALE ALE BENZILOR TRANSPORTOARE LUNGI

Multiplicînd ecuaţiile cu derivate parţiale (2) şi (4) ale benzilor transportoare lungi cu e^{-st} şi integrînd între limitele 0 şi ∞ se obţine :

$$\int_0^{\infty} \frac{\partial T}{\partial x} e^{-st} dt = -\frac{d}{dx} \int_0^{\infty} T e^{-st} dt = -\frac{dL(T)}{dx}$$

$$\int_0^{\infty} \frac{\partial v}{\partial t} e^{-st} dt = \int_0^{\infty} dv e^{-st} = \left[v e^{-st} \right]_0^{\infty} + s \int_0^{\infty} v e^{-st} dt = sL(v)$$

deoarece pentru $t=0$, $v=0$, iar pentru $t=\infty$, $e^{-st} \rightarrow 0$. În mod analog se obține :

$$\int_0^{\infty} \frac{\partial v}{\partial t} e^{-st} dt = \frac{dL(v)}{dx} \quad \text{și} \quad \int_0^{\infty} \frac{\partial T}{\partial t} e^{-st} dt = sL(T)$$

Astfel ecuațiile (2) și (4) devin

$$\frac{dL(T)}{dx} = (sm+r)L(v) \quad (11)$$

$$\frac{dL(v)}{dx} = (sc+b)L(T) \quad (12)$$

Dacă se derivează ecuația (11) în raport cu x și se ține seama de relația (12) se obține :

$$\frac{d^2 L(T)}{dx^2} = (sm+r)(sc+b)L(T)$$

Dacă se notează

$$(sm+r)(sc+b) = v^2, \quad (13)$$

atunci

$$\frac{d^2 L(T)}{dx^2} - v^2 L(T) = 0 \quad (14)$$

reprezintă tot ecuația unei de tensiune T dar sub formă operațională.

În felul acesta s-a redus problema rezolvării unui sistem de ecuații cu derivate parțiale la rezolvarea unor ecuații diferențiale.

Soluția generală a ecuației (14) este de forma :

$$L(T) = A \operatorname{ch} vx + B \operatorname{sh} vx \quad (15)$$

unde A și B sînt constante arbitrare.

3. DETERMINAREA CONSTANTELOR A ȘI B

La funcționarea în gol cu viteză constantă a benzii repartitia forței de întindere T a benzii e arătată pe fig. 2, unde $T_1 = T' + T_4$ este forța din punctul de înfășurare 1 al benzii pe tamburul de antrenare iar

T_4 este forța din punctul de desfășurare al benzii de pe tamburul de antrenare. Diferența $P = T_1 - T_4 = T_i$ este învinsă de motorul de antrenare.

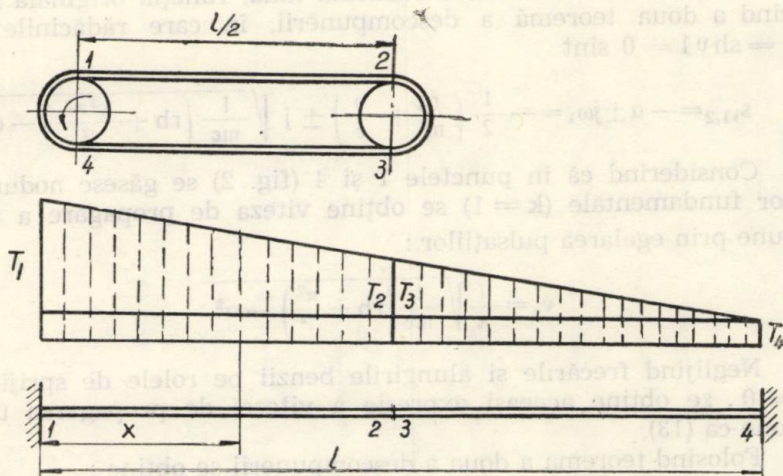


Fig. 2. Repartiția forțelor longitudinale în regim permanent în lungul benzii transportoare.

În momentul pornirii forța dezvoltată de motor este $\Delta T = T_1 - T_4$. Constantele A și B se determină prin utilizarea condițiilor limită și înlocuirea lor în ecuația (15).

Pentru $x = 0$, $\Delta T(s) = A(s)$

Pentru $x = 1$, $\Delta T(s) = 0$

$$B(s) = - \frac{\Delta T(s) \operatorname{ch} v l}{\operatorname{sh} v l}$$

După înlocuirea constantelor în ecuația (15) se obține forma generală operațională

$$\Delta T(s, x) = \Delta T(s) \frac{\operatorname{sh} v(1-x)}{\operatorname{sh} v l} \quad (16)$$

4. REPARTIȚIA FORȚEI DE TRACȚIUNE ÎN LUNGUL BENZII CA FUNCȚIE DE TIMP

Dacă forța care se aplică în timpul pornirii rămâne constantă $\Delta T(t) = \Delta T = \text{const}$, atunci sub formă operațională se obține :

$$\Delta T(s) = \frac{\Delta T}{s} \quad (17)$$

Astfel, ecuația (16) devine :

$$\Delta T(s, x) = \frac{\Delta T}{s} \frac{\text{sh } v(l-x)}{\text{sh } v l} = \frac{U(s)}{sW(s)} \quad (18)$$

Întrucît numitorul are o rădăcină nulă, funcția originală se obține aplicînd a doua teoremă a descompunerii, în care rădăcinile ecuației $W(s) = \text{sh } v l = 0$ sînt

$$s_{k1,2} = -\alpha \pm j\omega_k = -\frac{1}{2} \left(\frac{r}{m} + \frac{b}{c} \right) \pm j \sqrt{\frac{1}{mc} \left(rb + \frac{k^2 \pi^2}{l^2} \right) - \alpha^2} \quad (19)$$

Considerînd că în punctele 1 și 4 (fig. 2) se găsesc nodurile oscilațiilor fundamentale ($k=1$) se obține viteza de propagare a undei de tensiune prin egalarea pulsațiilor :

$$v_u = \frac{l}{\pi} \sqrt{\frac{1}{mc} \left(rb + \frac{\pi^2}{l^2} \right) - \alpha^2} \quad (20)$$

Neglijînd frecările și alungirile benzii pe rolele de sprijin, $r=b=\alpha=0$, se obține aceeași expresie a vitezei de propagare a undei de tensiune ca (13).

Folosind teorema a doua a descompunerii se obține :

$$\Delta T(x, t) = \Delta T \left[\frac{\text{sh} \sqrt{rb} (l-x)}{\text{sh} \sqrt{rb} l} - \frac{2\pi}{l^2 mc} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{ke^{-\alpha t} \sin k \frac{l-x}{l} \pi}{(-1)^k \omega_k \sqrt{\alpha^2 + \omega_k^2}} \sin(\omega_k t - \varphi_k) \right] \quad (21)$$

unde

$$\varphi_k = \arctg \frac{\omega_k}{\alpha} \quad (22)$$

În majoritatea cazurilor, în tehnică, se ia în considerare numai prima armonică și atunci se obține :

$$\Delta T(x, t) = \Delta T \left[\frac{\text{sh} \sqrt{rb} (l-x)}{\text{sh} \sqrt{rb} l} + \frac{2\pi e^{-\alpha t} \sin \frac{l-x}{l} \pi}{l^2 mc \omega_1 \sqrt{\alpha^2 + \omega_1^2}} \sin(\omega_1 t - \varphi_1) \right] \quad (23)$$

S-a arătat că coeficientul de alunecare b al benzii pe rolele de sprijin depinde de viteza de deplasare a benzii.

La pornire, $v=0$ și deci și $b=0$.

În acest caz formula (23) se simplifică și devine :

$$\Delta T(x, t) = \Delta T \left[1 - \frac{x}{l} + \frac{2\pi e^{-\alpha t} \sin \frac{l-x}{l} \pi}{l^2 mc \omega_1 \sqrt{\alpha^2 + \omega_1^2}} \sin(\omega_1 t - \varphi_1) \right] \quad (24)$$

Forma cea mai simplă a undei de tensiune T se obține dacă se neglijează frecarea de rostogolire și rulare ($\alpha=0$) și anume :

$$\Delta T(x,t) = \Delta T \left[1 - \frac{x}{l} + \frac{2}{\pi} \sin \frac{l-x}{l} \pi \cos \omega_1 t \right] \quad (25)$$

Pentru $t = 0$ (linie plină) și pentru $t = \frac{\pi}{\omega_1}$ (linie punctată) pe fig. 3 se arată variația curbei $\frac{\Delta T(x/l)}{\Delta T(0)}$ de-a lungul benzii de lungime 1.

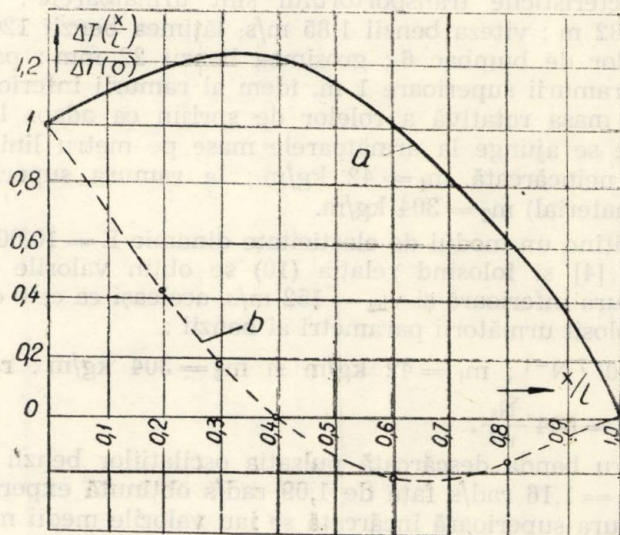


Fig. 3. Repartiția forțelor longitudinale în timpul pornirii în cazul însumării (linie continuă) și-n cazul scăderii (linie întreruptă) a unei de tensiune a primei armonici.

Față de valoarea de la capătul benzii $\Delta T(0)$ se obține o supraîncărcare de 21,6% care are loc la $x = 0,3$ l corespunzătoare la $t = 0$. La $t = \frac{\pi}{\omega_1}$ este posibilă chiar o schimbare a sensului forței din bandă, dacă aceasta nu ar avea tensiune inițială de întindere.

Aceasta nu trebuie însă să se întâmple, motiv pentru care banda trebuie să fie întinsă cu forța inițială T_4 .

Folosind relația (4) se poate determina și variația vitezei de deplasare în lungul benzii $\frac{\partial v}{\partial x}$ pentru cazul în care $b \approx 0$ (condiție practic existentă).

Variația deplasării unei secțiuni oarecare în lungul benzii se obține cu ajutorul relației :

$$\frac{\partial u}{\partial x} = cT \quad (26)$$

care are aceeași formă ca (35). Expresiile $\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)_{\max}$ și $\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)_{\min}$ determină întinderea maximă și minimă a benzii care produce săgeți inegale ale benzii față de rolele de sprijin.

Verificarea rezultatelor calculelor cu cele experimentale se face comparînd datele obținute în [4] pe cale experimentală și cele rezultate prin calcul după metoda propusă în prezenta lucrare.

Caracteristicile transportorului sînt următoarele: lungimea de transport 282 m; viteza benzii 1,85 m/s, lățimea benzii 1200 mm, numărul insertiilor de bumbac 6; grosimea benzii 22 mm; pasul roților de sprijin ale ramurii superioare 1 m, idem al ramurii inferioare 2 m. Considerînd și masa rotativă a rotelor de sprijin ca adaos la masa benzii propriu-zise se ajunge la următoarele mase pe metru liniar: la ramura inferioară, neîncărcată $m_1 = 42$ kg/m; la ramura superioară (inclusiv 230 kg/m material) $m_2 = 304$ kg/m.

Admițînd un modul de elasticitate dinamic $E = 10.000$ N/cm lățime de inserție [4] și folosind relația (10) se obțin valorile $v_{u1} = 410$ m/s pentru ramura inferioară și $v_{u2} = 152$ m/s, aceleași ca cele obținute în [3]. Aici s-au folosit următorii parametri ai benzii:

$c = 1,42 \cdot 10^{-7} \text{ N}^{-1}$; $m_1 = 42$ kg/m și $m_2 = 304$ kg/m; $r_1 = 168 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}$ și respectiv $r_2 = 604 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}$.

Pentru banda descărcată pulsația oscilațiilor benzii este după relația (19) $\omega_1 = 1,16$ rad/s față de 1,09 rad/s obținută experimental în [4]. Pentru ramura superioară încărcată se iau valorile medii $m_m = 173$ kg/m și $r_m = 386 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}$ pentru care se obține $\omega_1 = 0,67 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$. Față de valoarea $\omega_1 = 0,715$ rad/s, obținută în [3] și cea determinată experimental în [4] $\omega_1 = 0,65 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$, se observă justetea calculelor propuse în această lucrare. Mărirea preciziei este obținută față de lucrările existente în acest domeniu datorită faptului că se ia în considerare și amortizarea α produsă de rezistențele de frecare. Trebuie încă menționat faptul că calculul pulsațiilor ω se face numai pentru armonica fundamentală.

Concluzii

Calculul oscilațiilor tensiunilor, vitezei și deplasării benzii transportoare propus în lucrarea de față, este posibil în situațiile cele mai complexe: declivități diferite, încărcări neuniforme cu material, influența forței inițiale de întindere, influența motorului de antrenare etc., ținînd cont de parametrii corespunzători în rezolvarea ecuației undei.

Se mărește precizia calculelor față de metodele folosite în literatura de specialitate, datorită faptului că se ia în considerare și amortizarea produsă de rezistențele de rostogolire și rulare.

Dependența în timp în lungul benzii a forțelor, vitezei și deplasării benzii exprimată în relații matematice complexe permite studiul mai exact al comportării dinamice a benzii transportoare.

Pe baza studiului arătat se poate concepe o metodă mai corectă de proiectare a benzilor transportoare, și se pot arăta metode de diminuare sau înlăturare a oscilațiilor longitudinale.

R é s u m é

L'étude des oscillations longitudinales est très important tant pour les calculateurs de projet que pour les gens qui les exploitent.

Cet travail vient de compléter l'étude des régimes dynamiques des bandes par une solution mathématique complexe qui tient compte de la résistance de roulement de la bande, la déclivité, la longueur, la force de démarrage et de freinage, la vitesse variable de déplacement de la bande.

La possibilité de détermination des surtensions, des allongements, des raccourcissement périodiques de la bande permettent choisir des méthodes constructives de les éloigner ou de les diminuer.

Bibliografie

1. M. I. KONTOROVICI : *Calculul operațional și fenomenele tranzitorii în circuitele electrice*. Trad. din limba rusă. Editura energetică de stat. București. 1955.
2. S. P. TIMOȘENKO : *Théorie des vibrations á l'usage des ingénieurs*. Trad. din limba engleză. Librairie polytechnique Ch. Béranger. Paris — 1947.
3. H. SEGAL : *Vibrația longitudinală a transportoarelor cu bandă în perioada de pornire*. „Construcția de mașini”. București. Nr. 12. Dec. 1968.
4. N. I. A. BILICENKO, E. M. VISOCIN și E. H. ZAVGORODNIȚ : *Exploataționii regimii lentocinilor conveieror*. Gos. Izd. Tehn. Lit., Kiev, 1964.
5. P. N. PLATONOV, S. A. DJIENKULOV : *Issledovanie puskovih rejimov moșcinih lentocinilor konveieror. Detali mașin i pogiomno — transportnii mașini*. Harkovskaia knijnaia tipografia „Komunist”. 1967.
6. D. THORMANN : *Vergleichende Betrachtung von Verfahren zur Berechnung der Antriebsleistung von Gummigurtförderern*. „Fördern und heben”. Nr. 8. 1966.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAȘOV

Seria A — Mecanică

Vol. XII — 1970

Termotehnică și hidraulică

★

BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE BRAȘOV

Series A — Mechanics

Vol. XII — 1970

Heat engineering and Hidraulics

★

BULLETIN DE L'INSTITUT POLYTECHNIQUE—BRAȘOV

Serie A — Mecanique

Tome XII — 1970

Termotechnique et hidraulique

★

MITTEILUNGEN DES POLYTECHNISCHEN INSTITUTES BRAȘOV

Serie A — Mechanik

Band XII — 1970

Wärmetechnik und Wassertechnik

★

ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия А — Механика

Том XII — 1970

Теплотехника и гидравлика

VERFAHREN DER INDIREKTEN BERECHNUNG DER MOLAREN VERÄNDERUNGSKOEFFIZIENTEN BEI VERBRENNUNGSVORGÄNGEN DER VERBRENNUNGSMOTOREN

V. HOFFMANN, A. TODICESCU

1. Die heutigen Berechnungsmethoden für den Verbrennungsvorgang in Verbrennungsmotoren, verwenden für die Veränderung der Zustandsgrößen zwei Koeffizienten.

Der erste ist der theoretische Koeffizient der Molaritätsveränderung

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1} \quad (1)$$

der zweite ist nach [3, 4, 5] der reelle Veränderungskoeffizient

$$\mu_r = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (2)$$

Mit M_1 und M_2 wurde die Zahl der kilomol für die Verbrennungsmischung (Luft-Brennstoff) vor und nach dem Verbrennungsvorgang bezeichnet.

Der theoretische Koeffizient der Molaritätsveränderung — μ_o — ist von der Zusammensetzung des Treibstoffes und der Mischung Luft-Treibstoff — abhängig. Für einen Treibstoff mit der Zusammensetzung (Gewichtseinheiten) von C, H und O nach [3, 4, 5] werden die Koeffizienten :

— für Benzinmotoren bei $\alpha_0 > 1$

$$\mu_o = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{mc}}{\alpha_o L_o + \frac{1}{mc}} \quad (3)$$

— identisch für $\alpha_0 < 1$

$$\mu_0 = 1 + \frac{0,21(1 - \alpha_0) L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{mc}}{\alpha_0 L_0 + \frac{1}{mc}} \quad (4)$$

— für Dieselmotoren :

$$\mu_0 = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32}}{\alpha_0 L_0} \quad (5)$$

Ebenfalls der reelle Koeffizient der molaren Veränderung wird durch die Formel (2) gegeben, wo — γ_r — der Koeffizient für die zurückbleibenden Gase ist.

Dieser Koeffizient kann gemessen oder berechnet werden (siehe (6) nach [3, 4, 5] für Viertaktmotoren :

$$\gamma_r = \frac{p_r T_0}{p_0 T_r \eta_v (\varepsilon - 1)} \quad (6)$$

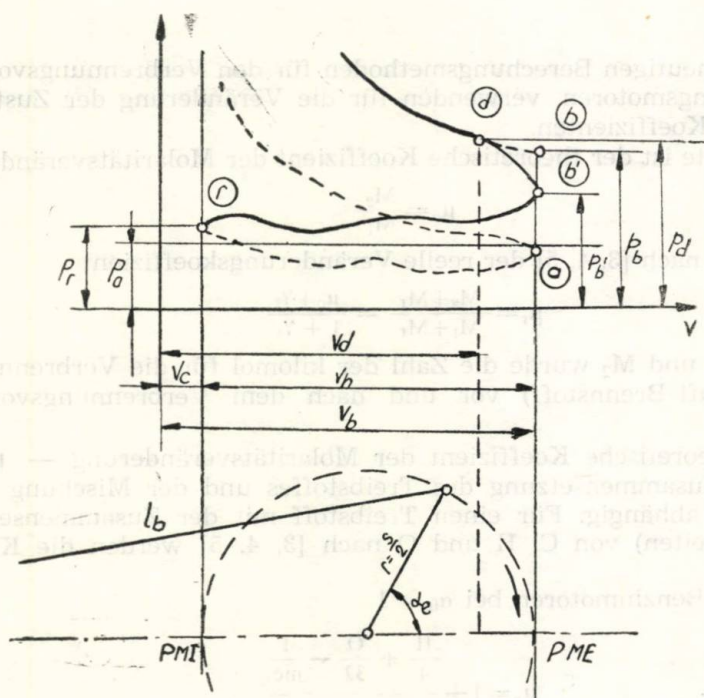


Abb. 1

Die zwei Koeffizienten sind immer grösser als 1. Eine Analyse der Veränderung dieser Grössen in Abhängigkeit des Luftüberschusses α_0 , zeigt dass bei einer Vergrösserung des Inhaltes von Kohlenoxyd (CO), also bei einer unkompletten Verbrennung, wächst auch die Grösse des theoretischen Koeffizienten (3, 4, 5).

2. Es ist aber möglich die Grösse dieser Koeffizienten auch indirekt zu bestimmen, mit der Verwendung der Beziehungen zwischen den Zustandsparametern der Gase die sich im Motor entwickeln.

a. Also die Zahl der Gasenkilomol die sich im Zylinder befinden, wenn das Auspuffventil sich öffnet (Abb. 1) ist :

$$M_d = M_2 + M_r \quad (7)$$

Die Kilomolzahl der Mischung Luft-Treibstoff vor dem Verbrennungsvorgang ist [2] :

$$M_1 = M_0 + \frac{M_0}{\alpha_0 L_0 m_c} = M_0 \left(1 + \frac{1}{\alpha_0 L_0 m_c} \right) = M_0 \psi \quad (8)$$

Aus dem Bilanz der Füllung bekommt man :

$$M_0 = \frac{p_0 V_h}{848 T_0} \eta_v \quad (9)$$

und

$$M_d = \frac{p_d V_d}{848 T_d} \quad (10)$$

Aus der Begriffsbestimmung des Koeffizienten der zurückbleibenden Gase :

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_0} \quad (11)$$

nach einsetzen in (7) erhält man

$$\frac{p_d V_d}{848 T_d} = \mu_0 \frac{p_0 V_h \eta_v \psi}{848 T_0} + \gamma_r \frac{p_0 V_h \eta_v}{848 T_0} \quad (12)$$

oder

$$\mu_0 = \frac{p_d T_0 \epsilon_e}{p_0 T_d \eta_v \psi (\epsilon - 1)} - \frac{\gamma_r}{\psi} \quad (13)$$

wo $\frac{V_d}{V_c} = \epsilon_e$ und $\frac{V_c + V_h}{V_c} = \epsilon$

Ähnlich erhält man für den reellen Koeffizient — μ_r — der Zustandsveränderungen :

$$\mu_r = \frac{\gamma_r}{1 + \gamma_r} \left(1 - \frac{1}{\psi} \right) + \frac{p_d T_0 \epsilon_e}{(1 + \gamma_r) p_0 T_d \eta_v (\epsilon - 1)} \quad (14)$$

b. Mit Benützung der analytischen Formel für den Auspuffskoeffizient — η — die in [1] für die Viertaktmotoren bestimmt wurden :

$$\eta_c = 1 - \frac{\gamma_r \eta_r p_0 T_d (\varepsilon - 1)}{p_d T_0 \varepsilon_c} \quad (15)$$

ergibt sich der Wert von μ_o und μ_r

$$\mu_o = \frac{\gamma_r}{\psi} \frac{\eta_e}{1 - \eta_c} \quad (16)$$

und

$$\mu_r = \frac{\gamma_r}{+\gamma_r} \left[\frac{1 - \eta_c \left(1 - \frac{1}{\psi} \right)}{1 - \eta_c} \right] \quad (17)$$

c. In Beziehung auf das Kenntnis der Zustandsparameter die in den Formeln (13—14) zum Vorschein kommen, besteht die Möglichkeit der direkten Verwendung dieser Grössen die von aufgezeichneten Diagramme des Motors, entnommen werden können.

Das volummetrische Verhältnis für den vorausgenommenen Auspuff ε_c — wird nach der Regulierung und den Kolbenbewegungsgesetzes bestimmt Abb. 1 [1, 2].

$$\varepsilon_c = \frac{X}{S} (\varepsilon - 1) + 1 \quad (18)$$

wo :

$$\frac{X}{S} = \frac{1}{2} \left[1 + \cos \alpha_c + \frac{1}{\lambda_b} \left(1 - \sqrt{1 - \lambda_b^2 \sin^2 \alpha_c} \right) \right] \quad (19)$$

Weil zur Bestimmung der Koeffizienten die reellen Zustandsparameter vor und nach dem Verbrennungsvorgang verwendet wurden, besteht die Möglichkeit der Benutzung von *Wirksamkeit-Koeffizienten* der Molaritätsveränderung, μ_{oc} oder μ_{rc} . Diese werden berechnet mit Berücksichtigung der chemischen Zusammensetzung und der Werte die den Formeln (13) — (14) entnommen wurden, also im Verhältnis von den reellen Verbrennungsparametern (μ_{oi} , μ_{ri})

$$l_o = \frac{\mu_{oc}}{\mu_{oi}} \quad (20)$$

$$l_r = \frac{\mu_{rc}}{\mu_{ri}} \quad (21)$$

Wie bekannt, ist die reelle Verbrennung immer Verlustbringend in Beziehung zur theoretischen, also ist es möglich durch diese Koeffizienten die Qualität der Verbrennung im Zylinder zu indizieren.

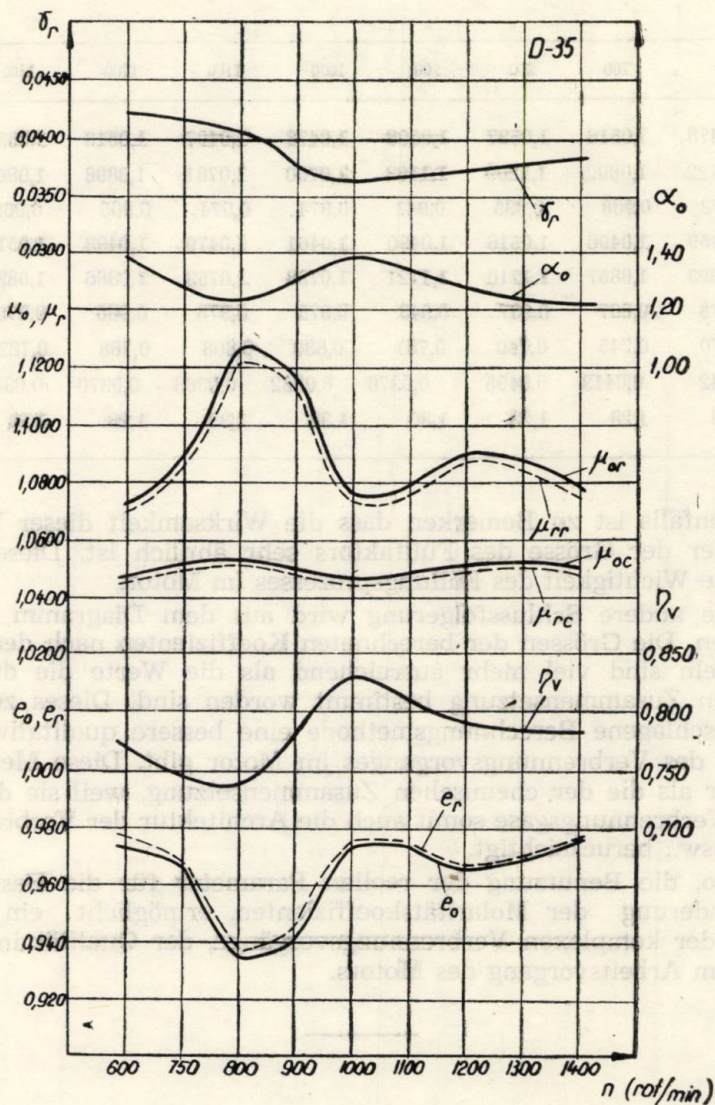


Abb. 2.

In Abb. 2 und Tabelle I werden die Veränderungen der Zustandsparameter gezeigt, so wie auch die der Wirksamkeit-Koeffizienten l_o , l_r für ein Motor Typ D-35.

Aus den graphischen Darstellungen bemerkt man dass die Wirksamkeit der Molaritätsveränderung, zwischen 93% und 98% ist, und dass die Werte der Koeffizienten e_o , e_r sehr annähernd sind.

Tabelle 1

	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400
μ_{oc}	1,0478	1,0516	1,0537	1,0508	1,0478	1,0497	1,0516	1,0535	1,0516
μ_{or}	1,0722	1,0892	1,1269	1,1163	1,0760	1,0781	1,0898	1,0866	1,0774
l_o	0,973	0,966	0,935	0,941	0,974	0,974	0,965	0,969	0,976
μ_{rc}	1,0459	1,0496	1,0516	1,0490	1,0461	1,0479	1,0498	1,0514	1,0497
μ_{rr}	1,0693	1,0857	1,1210	1,1121	1,0733	1,0753	1,0866	1,0835	1,0745
l_r	0,978	0,967	0,937	0,943	0,975	0,975	0,966	0,970	0,977
η_v	0,770	0,745	0,740	0,781	0,830	0,808	0,788	0,782	0,782
γ_r	0,042	0,0413	0,0405	0,0376	0,0362	0,0368	0,0370	0,0375	0,0380
α_o	1,38	1,28	1,23	1,30	1,38	1,33	1,28	1,24	1,22

Ebenfalls ist zu Bemerken dass die Wirksamkeit dieser Veränderungen, der der Grösse des Füllfaktors sehr ähnlich ist. Dieses unterstreicht die Wichtigkeit des Füllungsprozesses im Motor.

Eine andere Schlussfolgerung wird aus dem Diagramm (Abb. 2) entnommen. Die Grössen der berechneten Koeffizienten nach den gezeigten Formeln sind viel mehr ausreichend als die Werte die durch die chemischen Zusammensetzung bestimmt worden sind. Dieses zeigt dass die vorgeschlagene Berechnungsmethode eine bessere qualitative Nachforschung des Verbrennungsvorganges im Motor gibt. Diese Methode ist kompletter als die der chemischen Zusammensetzung, weil sie die Molarität der Verbrennungsgase somit auch die Architektur der Verbrennungskammer usw., berücksichtigt.

Also, die Benutzung der reellen Parameter für die Bestimmung der Veränderung der Molaritätskoeffizienten, ermöglicht ein genaues Kenntnis der komplexen Verbrennungsvorgänge, der Qualität in Abhängigkeit vom Arbeitsvorgang des Motors.

BEZEICHNUNGEN

M	— Kilomol — Gase
T	— [°K] — Temperaturen
p	— [Kp/m ²] — Druck
V	— [m ³] — Volume
α_o	— Luftüberschusskoeffizient
L_o	— $\left[\frac{\text{Kmol Luft}}{\text{Kp. Brennstoff}} \right]$ Luftbedurfniss für kompletter Verbrennung von 1 Kp Brennstoff

m_c	$— \left[\frac{K_p}{K_{mol}} \right]$	Molares Gewicht des Brennstoffes
η_v	$—$	Füllfaktor des Motors
ε	$—$	Verdichtungsgrad des Motors
η_c	$—$	Auspuffkoeffizient
γ_r	$—$	Koeffizient der zurückbleibenden Gase
α_c	$—$	$\left\{ \begin{array}{l} \text{Länge der Kurbelstange} \\ \text{Kolbenvorschub} \end{array} \right.$
l_b	$— [m]$	
S	$— [m]$	Kolbenvorschub
$\lambda_b = \frac{S}{2l_b}$	$—$	Verhältnis zwischen Kurbel und Kurbelstange

(Kennzeichen nach Abb. 1)

o	$—$	für frische Luft
d	$—$	für die Grossen bei der Öffnung des Auspuffventils.
b'	$—$	identisch für den Aussentotenpunkt
r	$—$	identisch für die zurückbleibenden Gase (beim inneren Totenpunkt)
d	$—$	für die Auspuffgase.

R e z u m a t

Lucrarea prezintă o serie de relații analitice ce permit determinarea valorilor reale ale coeficienților de modificare molară din timpul proceselor de ardere.

Prin comparație cu aceleași valori calculate cu metodele actuale bazate pe compoziția chimică a combustibililor, se introduce noțiunea de coeficient de eficacitate a modificărilor molare — mărime care poate fi utilizată ca un indicator calitativ al proceselor reale de ardere din motoare.

Bibliografie

1. HOFFMANN, V., TODICESCU, A.: *Criterii analitice de apreciere a eficacității proceselor de evacuare la motoarele cu ardere internă*. Comunicare la a XV-a sesiune a Institutului de energetică al Academiei R.S.R., București, 1969.
2. TODICESCU, A.: *Contribuții la studiul coeficientului de umplere*. Lucrare de doctorat. Institutul politehnic Iași, 1962.
3. GAIGINSCHI, E.: *Motoare cu ardere internă*. București, ESDP — 1960.
4. TAREEV, V. M.: *Spravočnic po teplovomu racetu rabočevo profeša dvigateli vnutrennevo sgorania*. Moskva, Recinoi Transport, 1959.
5. BOLTINSKI, V. N.: *Motoare de tractoare și automobile*, București, Editura tehnică, 1959.

25.I.1970.

STUDIUL SCHIMBULUI DE CĂLDURĂ ȘI DE MASĂ ÎN STRATUL LIMITĂ, LA SUPRAFEȚELE PLANE DE EVAPORARE, ÎN CONVECȚIE FORȚATĂ

V. ȘOVA

În cazul mișcării fluidelor reale de-a lungul suprafețelor plane de evaporare influența viscozității se manifestă chiar la valori suficient de mari a numărului lui Reynolds numai într-un strat subțire de fluid din apropierea suprafeței, denumit strat limită hidrodinamic sau de viteză. Dacă fluidul este încălzit, iar mișcarea fluidului are loc în prezența evaporării, câmpul de temperatură și de concentrație a vaporilor se manifestă de asemenea într-o zonă subțire de fluid în vecinătatea suprafeței, denumit strat limită termic, respectiv strat limită de difuzie.

Existența simultană a acestor trei straturi limită la suprafața liberă de evaporare poate influența favorabil sau nefavorabil transferul de căldură și de masă în funcție de mărimea și semnul gradientilor de viteză de temperatură și de concentrație în straturile limită corespunzătoare, după cum rezultă din ecuațiile (1), (2) [1]

$$\bar{J}_q = - \frac{L_{TT} - L_{T1}[r_0 + (c_{p1} - c_{p2})t]}{273 + t} \text{ grad } T - L_{T1} \frac{R}{c_1 c_2} \cdot \frac{T}{p} \text{ grad } p_1 - \\ - L_{T\varepsilon_1} \text{ grad } \left(\rho_1 \frac{w_x^2}{2} \right) - L_{T\varepsilon_2} \text{ grad } \left(\rho_2 \frac{w_x^2}{2} \right) \quad (1)$$

$$\bar{J}_1 = - L_{11} \left[\frac{R}{c_1 c_2} \cdot \frac{T}{p} \text{ grad } p_1 + \frac{\frac{L_1 T}{L_{11}} - r_0 - (c_{p1} - c_{p2})t}{273 + t} \text{ grad } T \right] - \\ - L_{1\varepsilon_1} \text{ grad } \left(\rho_1 \frac{w_x^2}{2} \right) - L_{1\varepsilon_2} \text{ grad } \left(\rho_2 \frac{w_x^2}{2} \right) \quad (2)$$

Mărimile gradientilor din ecuațiile (1) și (2) s-au determinat în ipoteza stratului limită laminar, în cazul mișcării plane permanente când distribuția cîmpului de viteză nu este influențată de prezența evaporării [2]

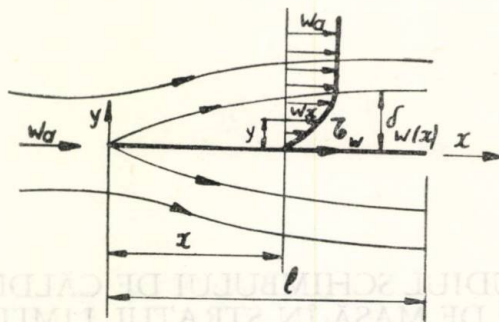


Fig. 1

Pentru studiul mișcării stratului limită laminar s-a folosit ecuația cantității de mișcare a stratului limită (fig. (1))

$$\rho \frac{d}{dx} \int_0^{\delta_w} (w_a - w_x) w_x dy + \rho \frac{d w_a}{dx} \int_0^{\delta_w} (w_a - w_x) dy = \tau_w \quad (3)$$

Pentru integrarea ecuației (3) s-a presupus (după Kármán) că distribuția vitezei w pe direcția y normală la suprafața de evaporare este satisfăcută de polinomul de gradul trei.

$$w_x = a + by + cy^2 = dy^3 \quad (4)$$

unde : $a, b, c,$ și d sînt constante care se pot determina din condițiile limită

$$\left. \begin{aligned} \text{la } y=0 ; \quad w_x &= 0 \\ y=\delta_w ; \quad w_x &= w_a \\ y=0 ; \quad \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} &= 0 \\ y=\delta_w ; \quad \frac{\partial w_x}{\partial y} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Condiția a treia din sistemul de ecuații (4) rezultă din ecuația lui Navier-Stokes (cu neglijarea forțelor masice)

$$\rho \left(w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \eta \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} \quad (6)$$

pentru $p = \text{const.}$ la $y = 0$, iar ultima condiție provine din continuitatea tangenței și curburii în punctul de racordare cu scurgerea potențială.

Substituind ecuațiile (5) în ecuația (4) se obțin pentru coeficienții a, b, c , și d următoarele valori :

$$a=0, \quad b=\frac{3}{2} \frac{w_a}{\delta_{w(x)}}, \quad c=0, \quad d=-\frac{1}{2} \frac{w_a}{\delta_{w(y)}^2}$$

iar pentru curba de distribuție a vitezei expresia

$$\frac{w_x}{w_a} = \frac{3}{2} \left(\frac{y}{\delta_{w(x)}} \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{y}{\delta_{w(x)}} \right)^3 \quad (7)$$

unde : $\delta_{w(x)}$ — grosimea stratului limită de viteză la distanța x de marginea suprafeței

Deoarece tensiunea tangențială $\tau_w = \eta \left(\frac{\partial w_x}{\partial y} \right)_{y=0}$ și ținând seamă

de ecuația (7) prin substituire și după integrarea ecuației (3) se obține pentru grosimea stratului limită hidrodinamic expresia

$$\delta_{w(x)} = 4,64 \sqrt{\frac{\nu \cdot x}{w_a}} \quad (8)$$

Pentru determinarea caracteristicilor stratului limită termic s-a utilizat ecuația bilanțului termic a stratului limită

$$\frac{d}{dx} \int_0^{\delta_t} (t_a - t) w_x dy = a \left(\frac{\partial t}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (9)$$

Presupunând că distribuția cîmpului de temperatură în stratul limită termic pe direcția y normală la suprafață, este satisfăcută de polinomul

$$t = a + by + cy^2 + dy^3 \quad (10)$$

și din condițiile limită

$$\left. \begin{array}{l} \text{la } y=0; \quad t=t_s, \quad \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = 0 \\ y=\delta_t, \quad t=t_i, \quad \frac{\partial t}{\partial y} = 0 \end{array} \right\} \quad (11)$$

s-a obținut, după determinarea constantelor a, b, c și d următoarea expresie pentru curba de distribuție a temperaturii în stratul limită termic

$$\frac{t-t_s}{t_a-t_s} = \frac{3}{2} \left(\frac{y}{\delta_{t(x)}} \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{y}{\delta_{t(x)}} \right)^3 \quad (12)$$

care substituită în (9), presupunând că $\delta_t < \delta_w$, după integrare se obține următoarea expresie pentru grosimea stratului limită termic

$$\frac{\delta_t(x)}{\delta_w(x)} = \frac{1}{1,026 \sqrt{Pr}} \quad (13)$$

unde: $\delta_t(x)$ — grosimea stratului limită termic la distanța x de marginea plăcii.

Deoarece pentru aer, valoarea cea mai mică a lui Pr este 0,71 din ecuația (13) rezultă că $\frac{\delta_t(x)}{\delta_w(x)} = 1,095 > 1$. Întrucît la deducerea acestei ecuații s-a considerat $\delta_t < \delta_w$ utilizarea ei poate fi totuși acceptată și în acest caz, eroarea fiind practic neglijabilă.

Pentru determinarea caracteristicilor stratului limită de difuzie s-a folosit ecuația bilanțului fluxului de masă pentru un amestec binar

$$\frac{d}{dx} \int_0^{\delta_D} (c_{1s} - c_1) \rho w_x dy = \rho_s D_s \left(\frac{dc_1}{dy} \right)_{y=0} + \rho_s w_{ys} (c_{1a} - c_{1s}) \quad (14)$$

unde w_{ys} — viteza curenului convectiv la suprafața de evaporare pe direcția y , normală la aceasta.

Ecuația (14) diferă de ecuația bilanțului fluxului termic (9) numai prin termenul $\rho_s w_{ys} (c_{1a} - c_{1s})$. Deoarece viteza curenului convectiv w_{ys} este mică în comparație cu viteza curenului de-a lungul suprafeței de evaporare acest termen poate fi neglijat. În acest caz procedînd analog ca la determinarea caracteristicilor stratului limită termic, admițînd pentru curba de distribuție a concentrației componentului (a vaporilor) care difuzează de la suprafața de evaporare, în stratul limită de difuzie, expresia

$$c_1 = a + by + cy^2 + dy^3 \quad (15)$$

și din condițiile limită

$$\left. \begin{aligned} \text{la } y=0, \quad c_1=c_{1s}, \quad \frac{\partial^2 c_1}{\partial y^2} &= 0 \\ y=\delta_D, \quad c_1=c_{1a}, \quad \frac{\partial c_1}{\partial y} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

se obține pentru $\rho \approx \rho_s$ următoarea ecuație de distribuție a concentrației vaporilor în stratul limită de difuzie

$$\frac{c_{1s} - c_1}{c_{1s} - c_{1a}} = \frac{p_{1s} - p_1}{p_{1s} - p_{1a}} = \frac{3}{2} \left(\frac{y}{\delta_D(x)} \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{y}{\delta_D(x)} \right)^3 \quad (17)$$

iar grosimea stratului limită de difuzie (pentru $\delta_D(x) < \delta_w(x)$) expresia

$$\frac{\delta_D(x)}{\delta_w(x)} = \frac{1}{1,026 \sqrt{Sc}} \quad (18)$$

unde: p_{1s} , p_{1a} , p_1 — presiunea parțială a vaporilor la suprafața de evaporare în curenul de aer și în stratul limită

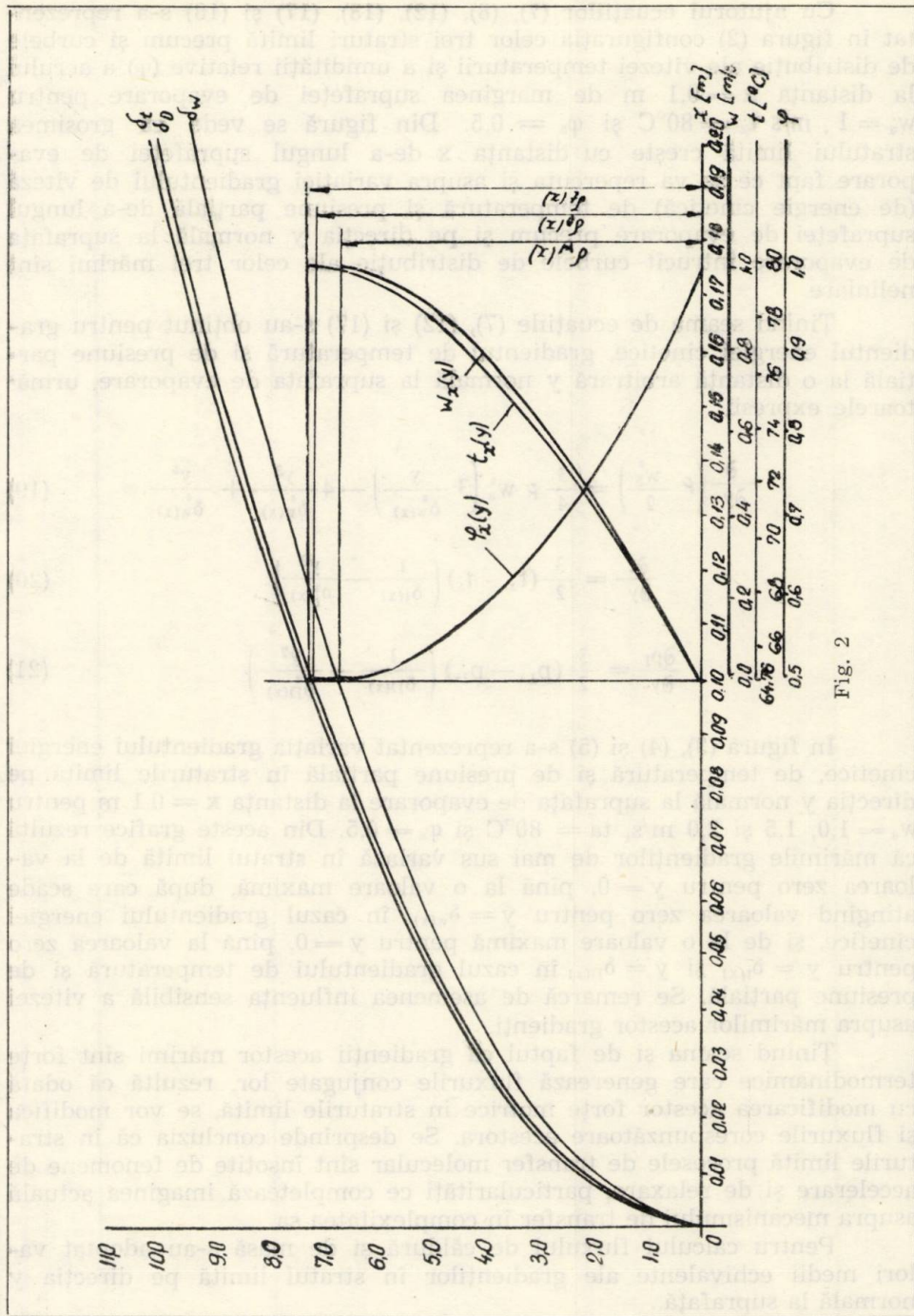


Fig. 2

Cu ajutorul ecuațiilor (7), (8), (12), (13), (17) și (18) s-a reprezentat în figura (2) configurația celor trei straturi limită precum și curbele de distribuție ale vitezei temperaturii și a umidității relative (φ) a aerului la distanța $x = 0,1$ m de marginea suprafeței de evaporare pentru $w_a = 1$, m/s $t_a = 80^\circ\text{C}$ și $\varphi_a = 0,5$. Din figură se vede că grosimea stratului limită crește cu distanța x de-a lungul suprafeței de evaporare fapt ce se va repercuta și asupra variației gradientului de viteză (de energie cinetică) de temperatură și presiune parțială de-a lungul suprafeței de evaporare precum și pe direcția y normală la suprafața de evaporare întrucît curbele de distribuție ale celor trei mărimi sînt neliniare.

Ținînd seama de ecuațiile (7), (12) și (17) s-au obținut pentru gradientul energiei cinetice, gradientul de temperatură și de presiune parțială la o distanță arbitrară y normală la suprafața de evaporare, următoarele expresii

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(\rho \frac{w_x^2}{2} \right) = \frac{3}{4} \rho w_a^2 \left(3 \frac{y}{\delta_{w(x)}^2} \right) - 4 \frac{y^3}{\delta_{w(x)}^4} + \frac{y^5}{\delta_{w(x)}^6} \quad (19)$$

$$\frac{\partial t}{\partial y} = \frac{3}{2} (t_a - t_s) \left(\frac{1}{\delta_{t(x)}} - \frac{y^2}{\delta_{t(x)}^3} \right) \quad (20)$$

$$\frac{\partial p_1}{\partial y} = \frac{3}{2} (p_{1a} - p_{1s}) \left(\frac{1}{\delta_{D(x)}} - \frac{y^2}{\delta_{D(x)}^3} \right) \quad (21)$$

În figura (3), (4) și (5) s-a reprezentat variația gradientului energiei cinetice, de temperatură și de presiune parțială în straturile limită pe direcția y normală la suprafața de evaporare la distanța $x = 0,1$ m pentru $w_a = 1,0, 1,5$ și $2,0$ m/s, $t_a = 80^\circ\text{C}$ și $\varphi_a = 0,5$. Din aceste grafice rezultă că mărimile gradientilor de mai sus variază în stratul limită de la valoarea zero pentru $y = 0$, pînă la o valoare maximă, după care scade atîngînd valoarea zero pentru $y = \delta_{w(x)}$ în cazul gradientului energiei cinetice, și de la o valoare maximă pentru $y = 0$, pînă la valoarea zero pentru $y = \delta_{t(x)}$ și $y = \delta_{D(x)}$ în cazul gradientului de temperatură și de presiune parțială. Se remarcă de asemenea influența sensibilă a vitezei asupra mărimilor acestor gradienti.

Ținînd seama și de faptul că gradientii acestor mărimi sînt forțe termodinamice care generează fluxurile conjugate lor, rezultă că odată cu modificarea acestor forțe motrice în straturile limită, se vor modifica și fluxurile corespunzătoare acestora. Se desprinde concluzia că în straturile limită procesele de transfer molecular sînt însoțite de fenomene de accelerare și de relaxare, particularități ce completează imaginea actuală asupra mecanismului de transfer în complexitatea sa.

Pentru calculul fluxului de căldură și de masă s-au adoptat valori medii echivalente ale gradientilor în stratul limită pe direcția y normală la suprafață.

— pentru gradientul energiei cinetice

$$\left[\frac{\partial}{\partial y} \left(\rho \frac{w_x^2}{2} \right) \right]_{m(x)} = \frac{1}{\delta_{w(x)}} \int_0^{\delta_{w(x)}} \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho \frac{w_x^2}{2} \right) dy = \frac{\rho}{2} \left(\frac{w_a^2}{\delta_{w(x)}} \right) \quad (22)$$

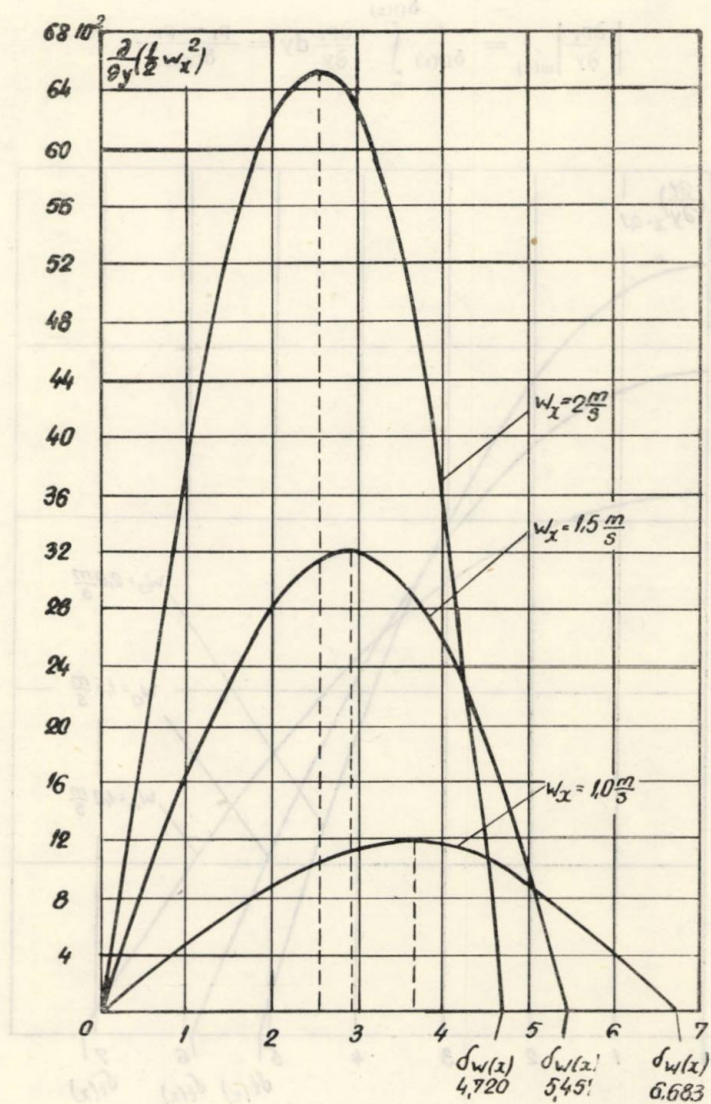


Fig. 3

— pentru gradientul de temperatură

$$\left[\frac{\partial t}{\partial y} \right]_{m(x)} = \frac{1}{\delta_{t(x)}} \int_0^{\delta_{t(x)}} \frac{\partial t}{\partial y} dy = \frac{t_a - t_s}{\delta_{t(x)}} \quad (23)$$

— pentru gradientul presiunii parțiale

$$\left[\frac{\partial p_1}{\partial y} \right]_{m(x)} = \frac{1}{\delta_{D(x)}} \int_0^{\delta_{D(x)}} \frac{\partial p_1}{\partial y} dy = \frac{p_1 - p_{1s}}{\delta_{D(x)}} \quad (24)$$

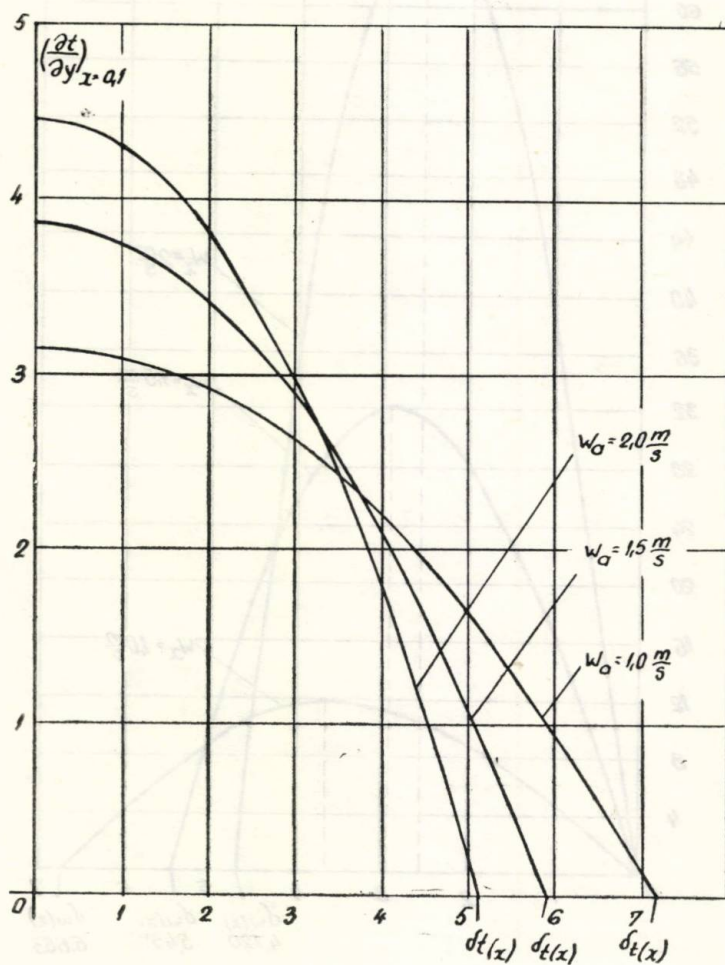


Fig. 4

Din ecuațiile (22), (23) și (24) ținând seama de ecuațiile (1) și (2) rezultă că densitatea fluxului de căldură și de masă este neuniformă de-a lungul suprafeței de evaporare, după direcția curentului de aer întrucât grosimea stratului limită variază cu distanța x după cum se vede în figura (2).

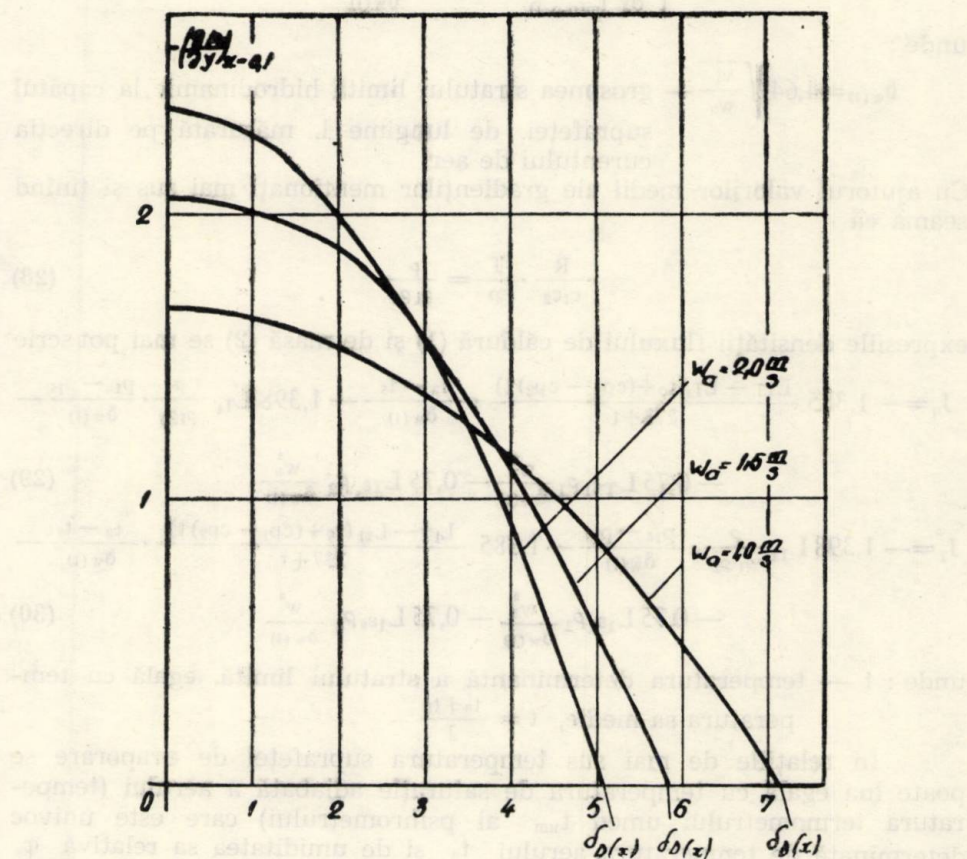


Fig. 5

Pentru a face utilizabile ecuațiile (1) și (2) pentru calculul densității fluxului de căldură și de masă s-au determinat valori medii ale gradientilor pe toată lungimea suprafeței de evaporare spălată de curentul de aer. Astfel s-au obținut

— pentru gradientul energiei cinetice

$$\left[\frac{\partial}{\partial y} \left(\rho \frac{w_x^2}{2} \right) \right]_{m(0 \rightarrow 1)} = 0,75 \rho \frac{w_a^2}{\delta_w(1)} \quad (25)$$

— pentru gradientul de temperatură

$$\left[\frac{\partial t}{\partial y} \right]_{m(o \rightarrow l)} = 1,385 \frac{t_a - t_s}{\delta_w(l)} \quad (26)$$

— pentru gradientul presiunii parțiale

$$\left[\frac{\partial p_i}{\partial y} \right]_{m(o \rightarrow l)} = 1,398 \frac{p_{1a} - p_{1s}}{\delta_w(l)} \quad (27)$$

unde :

$$\delta_w(l) = 4,64 \sqrt{\frac{\nu l}{w_a}} \text{ — grosimea stratului limită hidrodinamic la capătul suprafeței, de lungime } l, \text{ măsurată pe direcția curentului de aer.}$$

Cu ajutorul valorilor medii ale gradientilor menționați mai sus și ținând seama că

$$\frac{R}{c_1 c_2} \cdot \frac{T}{p} = \frac{\rho}{\rho_1 \rho_2} \quad (28)$$

expresiile densității fluxului de căldură (1) și de masă (2) se mai pot scrie

$$J_q = -1,385 \frac{L_{TT} - L_{T_1}(r_o + (c_{p1} - c_{p2})t)}{273 + t} \cdot \frac{t_a - t_s}{\delta_w(l)} - 1,398 L_{T_1} \frac{\rho}{\rho_1 \rho_2} \cdot \frac{p_{1a} - p_{1s}}{\delta_w(l)} - 0,75 L_{T\varepsilon_1} \rho_1 \frac{w_a^a}{\delta_w(l)} - 0,75 L_{T\varepsilon_2} \rho_2 \frac{w_a^a}{\delta_w(l)} \quad (29)$$

$$J_1 = -1,398 L_{11} \frac{\rho}{\rho_1 \rho_2} \cdot \frac{p_{1a} - p_{1s}}{\delta_w(l)} - 1,385 \frac{L_{1T} - L_{11}(r_o + (c_{p1} - c_{p2})t)}{237 + t} \cdot \frac{t_a - t_s}{\delta_w(l)} - 0,75 L_{1\varepsilon_1} \rho_1 \frac{w_a^a}{\delta_w(l)} - 0,75 L_{1\varepsilon_2} \rho_2 \frac{w_a^a}{\delta_w(l)} \quad (30)$$

unde : t — temperatura determinantă a stratului limită, egală cu temperatura sa medie, $t = \frac{t_a + t_s}{2}$

În relațiile de mai sus temperatura suprafeței de evaporare se poate lua egală cu temperatura de saturație adiabată a aerului (temperatura termometrului umed t_{um} al psihrometrului) care este univoc determinată de temperatura aerului t_a și de umiditatea sa relativă φ_a . În funcție de aceasta se poate determina presiunea parțială a vaporilor la suprafața de evaporare p_{1s} și respectiv p_{1a} . Cunoscînd așadar parametrii aerului w_a , t_a , φ_a precum și lungimea suprafeței de evaporare l măsurată pe direcția curentului de aer se pot determina toate mărimile din ecuațiile (29) și (30) necesare calculului densității fluxului de căldură și de masă. Mărimile coeficienților fenomenologici care au semnificația unor constante fizice ce depind de starea aerului (t_a , φ_a) urmează a fi determinate din măsurătorile experimentale ale lui J_q și J_1

NOTAȚII

ρ	— densitatea amestecului de gaze
w	— viteza de mișcare a aerului
p	— presiunea amestecului de gaze
η	— coeficientul dinamic de vîscozitate
ν	— coeficientul cinematic de vîscozitate
a	— coeficientul de difuzivitate termică
$c_k = \frac{\rho_k}{\rho}$	participația masică a compenentului k
$Pr = \frac{\nu}{a}$	invariantul lui Prandtl
$Sc = \frac{\nu}{D}$	invariantul lui Schmidt
R	— constanta caracteristică a amestecului de gaze
r_0	— căldura de vaporizare specifică a lichidului la $T_0 = 273$ grd.
c_p	— căldura specifică la presiune constantă
LT, L_{11}	— coeficienți fenomenologici afectați forțelor termodinamice conjugate fluxurilor J_q și J_1
$\left. \begin{matrix} LT, L_{1\varepsilon_1}, L_{T\varepsilon_2} \\ L_{1T}, L_{1\varepsilon_1} L_{1\varepsilon_2} \end{matrix} \right\}$	— coeficienți fenomenologici afectați forțelor termodinamice cuplate fluxurilor J_q și J_1

INDICI

- 1 — vapori
2 — aer uscat
x — direcția curentului de aer

S u m m a r y

Elucidating the complex mechanism of heat and mass exchange accompanied by evaporation by means of the method of irreversible process thermodynamics involves the knowledge of the characteristic features of the dynamic thermal and diffusion layers to be found simultaneously on the corporation surface. On the basis of an analysis of the fields of velocity, temperature and concentrations in these three boundary layers. The paper suggests new relations for calculating the density of the heat and mass flow.

Bibliografie

1. V. ȘOVA: *Aplicarea metodei termodinamicii proceselor ireversibile la studiul schimbului de căldură și de substanță în condițiile evaporării de pe suprafețe plane*. Buletinul științific, vol. XI. A, Mecanica, I. P. Brașov.

2. A. V. LICOV: *Application of methode of thermodynamics of irreversible processes the investigation of heat and mass transfer in boundary layer*. In.: Int. I. Heat and Mass Transfer, 3, 1961.
3. T. OROVEANU: *Mecanica fluidelor viscoase*. Editura Academiei R.S.R., București, 1967.
4. R. G. ECKERT și R. M. DRAKE: *Heat and Mass Transfer*, New-York (Toronto) London, 1959.

15 ianuarie 1970.

Bibliografie

STUDII PRIVIND RANDAMENTUL DIFUZOARELOR PLANE PENTRU LICHIDE

A. TODICESCU, G. TURZÓ

1. Este binecunoscută importanța pe care o are mărimea unghiului de divergență asupra eficacității transformării presiunii statice în difuzoare. Această eficacitate poate fi exprimată analitic prin noțiunea de randament al difuzorului, definit prin relația :

$$\eta_d = \frac{p'_2 - p_1}{p_2 - p_1} = \frac{\Delta p_{\text{real}}}{\Delta p_t} \quad (1)$$

unde — p'_2 — reprezintă presiunea reală obținută în secțiunea de ieșire a difuzorului, — p_2 — cea teoretică corespunzătoare mișcării fluidului fără pierderi iar — p_1 — este presiunea în secțiunea de intrare (fig. 1).

Notînd cu — h_{pd} — pierderile hidraulice ce au loc în difuzor rezultă următoarele relații :

$$\frac{\alpha_1 W_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} = \frac{\alpha_2 W_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} \quad (2)$$

$$\frac{\alpha_1 W_1^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} = \frac{\alpha_2 W_2^2}{2g} + \frac{p'_2}{\gamma} + h_{pd} \quad (3)$$

Cum

$$h_{pd} = \zeta_d \frac{W_1^2}{2g} \quad (4)$$

și considerînd că $\alpha_1 \approx \alpha_2$ rezultă :

$$\eta_d = 1 - \frac{\gamma \zeta_d \frac{W_1^3}{2g}}{\frac{W_1^3 - W_2^3}{2g} \gamma} = 1 - \frac{\zeta_d}{1 - \left(\frac{W_2}{W_1}\right)^3} \quad (5)$$

sau ținînd cont de ecuația de continuitate

$$\eta_d = 1 - \frac{\zeta_d}{1 - \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^2} \quad (6)$$

Rezultă, deci, că — în afara elementelor constructive ale difuzorului (raportul secțiunilor S_1/S_2), asupra mărimii randamentului are o mare influență coeficientul de rezistență locală — ζ_d .

Această lucrare prezintă o analiză a modului de variație a randamentelor difuzoarelor pentru lichide în raport cu parametrii constructivi și funcționali corespunzători.

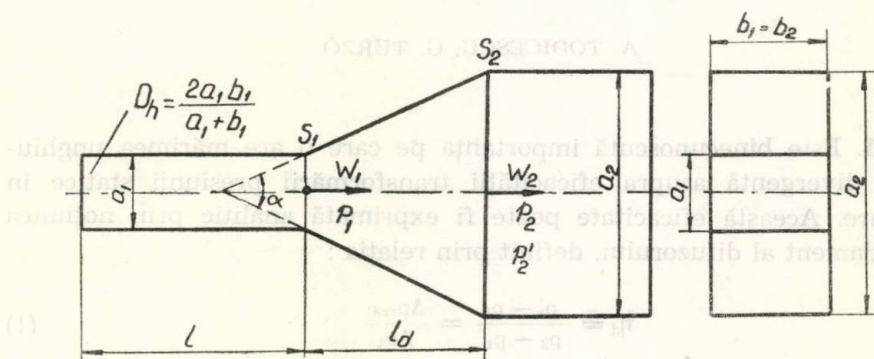


Fig. 1

2. Pentru difuzoarele plane, coeficientul de rezistență locală — ζ_d — poate fi calculat după următoarea relație [1, 2]

$$\zeta_d = k_1 \zeta_{dest} + \zeta_f \quad (7)$$

unde primul termen — $k_1 \zeta_{dest}$ — reprezintă coeficientul pierderilor de sarcină datorate procesului de destindere (neuniformitate linii de curent, vârtejuri, desprinderi etc). iar cel de-al doilea — ζ_f — ține seamă de frecările hidraulice propriu-zise.

Coeficientul — k_1 — înglobează neuniformitatea cîmpului de viteze la intrarea în difuzor ; acest coeficient depinde de lungimea relativă a conductei de legătură din amonte $\frac{L}{D_h}$ (fig. 1), de numărul Reynolds al mișcării $Re = \frac{W_1 D_h}{\gamma}$ și de — α — adică de semiunghiul de divergență (valori numerice în lucrarea [1].

Coeficientul — ζ_{dest} — poate fi calculat după expresia

$$\zeta_{dest} = \varphi_{dest} \left(1 - \frac{s_1}{s_2} \right)^2 \quad (8)$$

Între limitele $0 < \alpha < 40^\circ$, pentru determinarea coeficientului — φ_{dest} — se utilizează relația

$$\varphi_{dest} = 3,2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sqrt[4]{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \quad (9)$$

iar pentru unghiuri mai mari literatura de specialitate indică tabele de mărimi corespunzătoare [1],

Coeficientul de calcul — ζ_f — se determină cu ajutorul următoarei relații :

$$\zeta_f = \frac{\lambda}{4 \sin \frac{\alpha}{2}} \left\{ \frac{a_1}{b_1} \left(1 - \frac{s_1}{s_2} \right) + 0,5 \left[1 - \left(\frac{s_1}{s_2} \right)^2 \right] \right\} \quad (10)$$

unde — λ — este coeficientul de rezistență liniară de frecare, care depinde de cifra Reynolds a mișcării și rugozitatea relativă corespunzătoare.

Cu aceste precizări, rezultă pentru randamentul difuzorului următoarele expresii :

— pentru $0 < \alpha < 40^\circ$

$$\eta_d = 1 - 3,2 k_1 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sqrt[4]{\frac{\alpha}{2}} \frac{1 - \frac{s_1}{s_2}}{1 + \frac{s_1}{s_2}} - \frac{\lambda}{4 \sin \frac{\alpha}{2}} \left[\frac{a_1}{b_1} \frac{1}{1 + \frac{s_1}{s_2}} + 0,5 \right] \quad (11)$$

— pentru $0 < \alpha < 180^\circ$

$$\eta_d = 1 - \varphi_{dest} k_1 \frac{1 - \frac{s_1}{s_2}}{1 + \frac{s_1}{s_2}} - \frac{\lambda}{4 \sin \frac{\alpha}{2}} \left[\frac{a_1}{b_1} \frac{1}{1 + \frac{s_1}{s_2}} + 0,5 \right] \quad (12)$$

sau notînd

$$B = 1 - \left(\frac{s_1}{s_2} \right)^2 \quad (13)$$

$$A = \frac{\lambda}{4} \left[\frac{a_1}{b_1} \frac{1}{1 + \frac{s_1}{s_2}} + 0,5 \right] \quad (14)$$

rezultă

$$\eta_d = 1 - k_1 \frac{\zeta_{dest}}{B} - \frac{A}{\sin \frac{\alpha}{2}} \quad (15)$$

3. Bazat pe relațiile determinate mai sus, au fost trasate o serie de diagrame de variație a randamentului difuzoarelor plane, prezentate în fig. 2, 3, 4, 5, și 6.

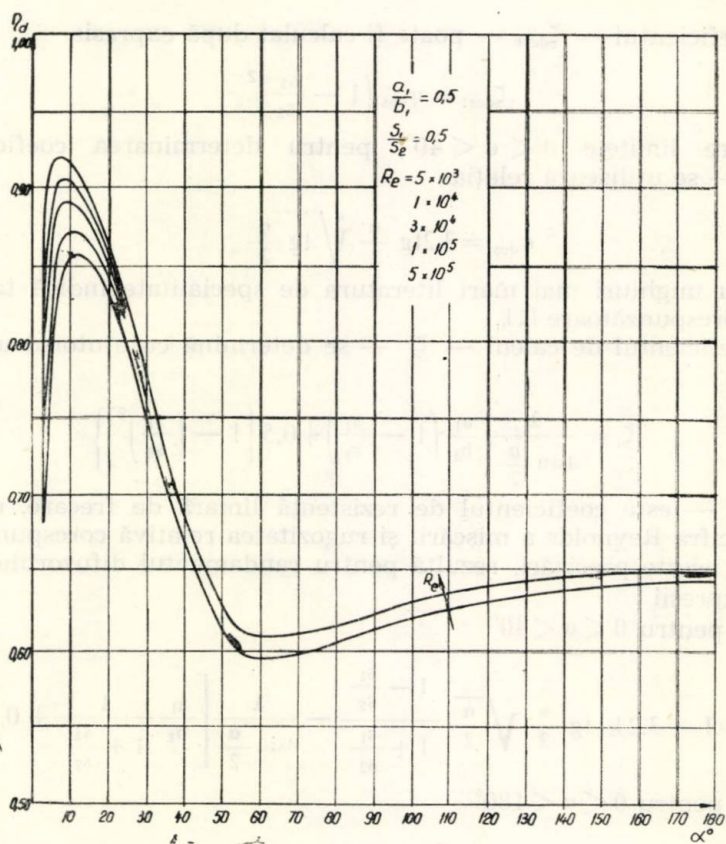


Fig. 2

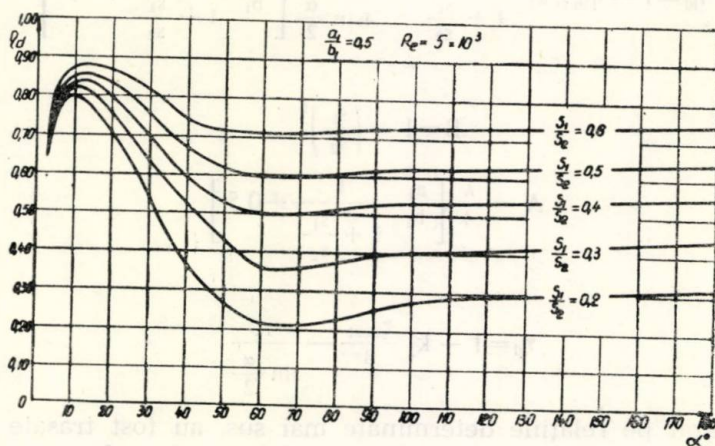


Fig. 3

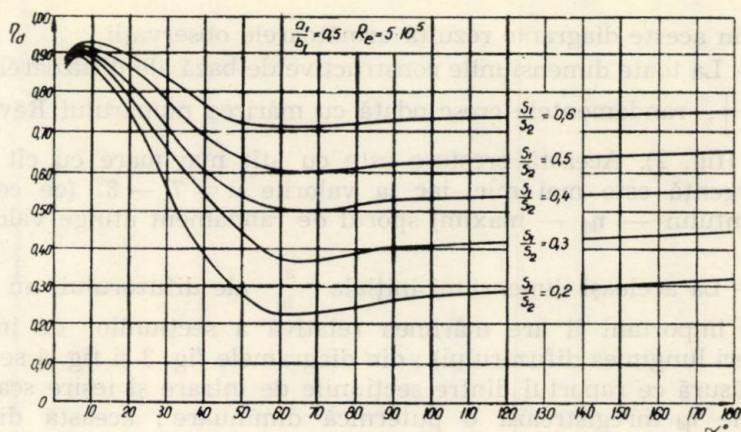


Fig. 4

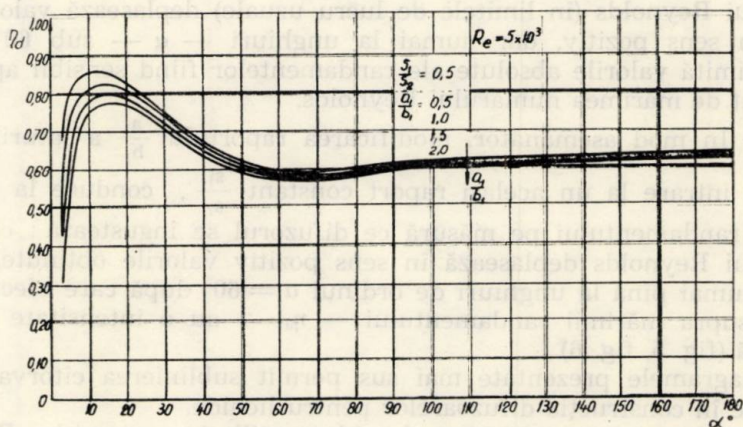


Fig. 5

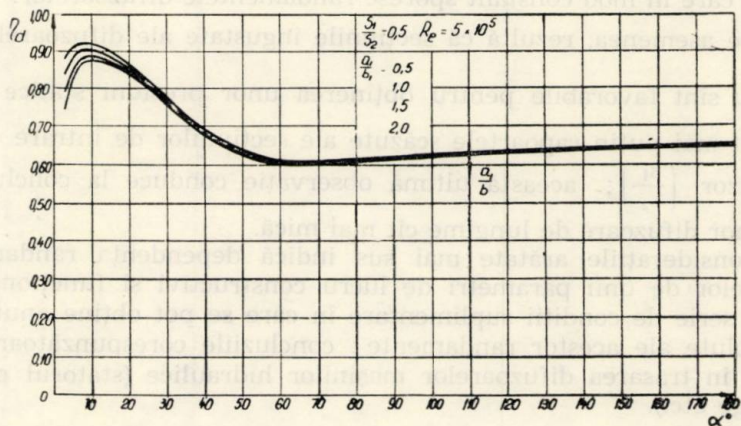


Fig. 6

Din aceste diagrame rezultă următoarele observații :

— La toate dimensiunile constructive de bază ale difuzoarelor plane $\left(\frac{a_1}{b_1} \text{ și } \frac{s_1}{s_2} \right)$, randamentele cresc odată cu mărirea numărului Reynolds al mișcării (fig. 2). Această creștere este cu atât mai mare cu cât unghiul de divergență este mai mic, iar la valorile $\alpha = 7^\circ - 8^\circ$ (ce corespund randamentului — η_d — maxim) sporul de randament atinge valori apreciabile.

— La aceleași dimensiuni inițiale $\frac{a_1}{b_1}$ ale difuzorului, un rol deosebit de important îl are mărimea relativă a secțiunilor de intrare și ieșire (deci lungimea difuzorului) ; din diagramele fig. 3 și fig. 4 se observă că pe măsură ce raportul dintre secțiunile de intrare și ieșire scade, randamentele η_d înregistrează o puternică diminuare ; această diminuare are loc atât la unghiuri de divergență mici cât și la cele mari ; creșterea numărului Reynolds (în limitele de lucru uzuale) deplasează valorile obținute în sens pozitiv, dar numai la unghiuri — α — sub 60° , peste această limită valorile absolute ale randamentelor fiind sensibil apropiate indiferent de mărimea numărului Reynolds.

— În mod asemănător, modificarea raportului $\frac{a_1}{b_1}$ a laturilor secțiunii de intrare la un același raport constant $\frac{s_1}{s_2}$, conduce la o diminuare a randamentului pe măsură ce difuzorul se îngustează ; creșterea numărului Reynolds deplasează în sens pozitiv valorile obținute, dar și aici — numai pînă la unghiuri de ordinul $\alpha = 60^\circ$ după care efectele negative asupra mărimii randamentului — η_d — au o intensitate sensibil constantă (fig. 5, fig. 6).

Diagramele prezentate mai sus permit sublinierea cîtorva observații utile în construcția difuzoarelor pentru lichide.

Astfel, se conturează în mod evident utilitatea numerelor Reynolds ridicate, care în mod constant sporesc randamentele difuzoarelor.

De asemenea, rezultă că secțiunile îngustate ale difuzoarelor $\left(\frac{a_1}{b_1} \text{ mari} \right)$ nu sînt favorabile pentru obținerea unor presiuni statice ridicate și cu atât mai puțin rapoartele scăzute ale secțiunilor de intrare — ieșire din difuzor $\left(\frac{s_1}{s_2} \right)$; această ultimă observație conduce la concluzia utilității unor difuzoare de lungime cît mai mică.

Considerațiile arătate mai sus indică dependența randamentelor difuzoarelor de unii parametri de lucru constructivi și funcționali, precizînd o serie de condiții suplimentare în care se pot obține anumite valori absolute ale acestor randamente ; concluziile corespunzătoare pot fi utilizate în trasarea difuzoarelor mașinilor hidraulice (statorul pompelor centrifuge etc.).

R é s u m é

L'ouvrage présente les résultats de l'analyse du comportement des diffuseurs plans — du point de vue du rendement par rapport à une série de paramètres de travail constructifs et fonctionnels.

On y met en lumière l'influence de certaines caractéristiques spécifiques sur la grandeur du rendement.

Bibliografie

1. IDELCIK, I. E. : *Spravochnik po ghiravliceskim soprotivleniam*. Gosenergoizdat, Moskva, 1960.
2. IDELCIK, I. E. : *Ghiravliceskie soprotivlenia*. Gosenergoizdat, Moskva, 1954.
3. ZUCROW, M. J. : *Principles of guided missile design, propulsion* D. Van Nostrand Comp. inc. U.S.A. — 1958.

15 ianuarie 1970.

Résumé

L'auteur présente les résultats de l'analyse du comportement des différents plans — au point de vue du rendement par rapport à une série de paramètres de travail constructifs et fonctionnels.
On y met en lumière l'influence de certaines caractéristiques géométriques sur le rendement du rendement.

Bibliographie

1. IBERCIK, I. E. : *Spetsialnye kharakteristiki sovetskikh konstruktsionnykh* (Moskva, 1966).
2. IBERCIK, I. E. : *Charakteristiki sovetskikh konstruktsionnykh* (Moskva, 1966).
3. NUCROW, M. J. : *Principles of welded metal design*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N. J., 1968.

CONTRIBUȚII LA SINTEZA CARACTERISTICILOR FUNCȚIONALE ÎN REGIM PERMANENT ALE SERVOMECHANISMELOR HIDRAULICE

VICTOR BENCHE, LIDIA BENCHE

Servocomanda hidraulică cu legătură închisă între elemente este structurată conform schemei din fig. 1 b ; exemplul constructiv (a) reprezintă servodirecția hidromecanică a unui autovehicul rutier.

Utilizînd simbolurile, notațiile și relațiile obținute în lucrările [1] și [2] se elaborează o sinteză a caracteristicilor funcționale în regim permanent ale servocomenzii hidraulice generalizate.

Se utilizează indicatorii adimensionali : ai deplasării relative a sertărașului distribuitor π_x și al jocului inițial π_{x0} ; ai presiunii π_p , π_{po} , π_{poi} , π_{pc} , π_{pfr} , π_{pr} ; al vitezei de execuție a motorului hidrostatic π_Q ; al sarcinii π_F ; gradul de utilizare a curentului de lichid refulat de pompă $\pi_\eta = \pi_Q \pi_F$.

Notații suplimentare :

F_c , F_{ca} — forța care trebuie aplicată la dispozitivul de comandă pentru învingerea forțelor care acționează la elementul comandat, în cazul cînd circuitul hidrostatic este deconectat (în ipoteza că este posibilă transmiterea comenzii, în acest caz, pe cale mecanică) și forța care trebuie aplicată în același scop, în cazul cînd circuitul hidrostatic (de amplificare) funcționează ;

p_{omax} , A — presiunea maximă a lichidului la intrarea în distribuitor și aria suprafeței active a motorului hidrostatic (cilindru de lucru);

i_{m-c} — raportul de transmisie de la motorul hidrostatic la dispozitivul de comandă (prin legătura inversă);

$\varepsilon = \frac{F_c}{F_{ca}}$ — coeficientul de reversibilitate al servocomenzii, indicator al eficacității acțiunii amplificatorului hidraulic ;

$$\pi_{Fca} = \frac{F_{ca}}{i_{m-c} p_o \max \Lambda}, \quad \pi_{Fc} = \frac{F_c}{i_{m-c} p_o \max \Lambda}, \quad \pi_{Fo} = \frac{F_o}{i_{m-c} p_o \max \Lambda} \text{ — indicatori}$$

ai forței la dispozitivul de comandă : la lucrul cu și fără amplificare hidraulică și necesară pentru cuplarea amplificatorului (F_0 este determi-

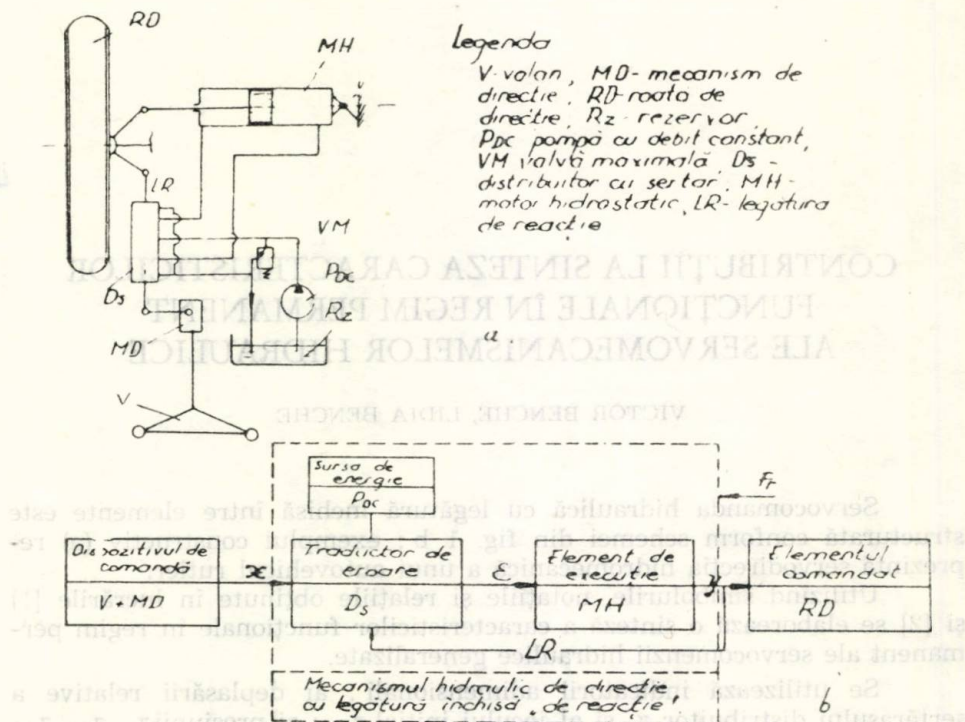


Fig. 1. Schema constructivă (a) și structurală (b) a servocomenzii hidraulice cu legătura închisă între elemente.

nată de forța de centrare a distribuitorului, de forțele hidraulice neechilibrate, de forțele de frecare viscoasă și uscată ș.a.) :

$\pi_p = \pi_{Fca} - \pi_{Fo}$, $\rho = \left(\frac{\partial \pi_{Fca}}{\partial \pi_{Fc}} \right) \pi_F$ — indicatori ai reacției la dispozitivul de comandă.

Se prezintă mai jos rezultatele la care s-a ajuns în definirea analitică, cu variabile adimensionale, a caracteristicilor funcționale în regim permanent a tipurilor generalizate de servomecanisme hidraulice (cu motor hidrostatic rectiliniu și distribuitor cu sertar).

1. Servomecanism cu sertarăș distribuitor cu acoperire pozitivă ($x_0 > 0$), alimentat de la o pompă cu debit constant ($Q_0 = \text{const.}$), cu legătură deschisă între elemente.

— Formula generalizată a vitezei de execuție a servomotorului cu sarcină nulă :

$$\pi_Q = \frac{\frac{\mu}{\mu_0} (\pi_x + \pi_{x_0}) \sqrt{1 - \alpha \pi_x - \pi_{pc} \pi_x^2 - \pi_{pfr} - \pi_{pr} - \pi_{x_0} \sqrt{1 - \pi_{pfr} - \pi_{pr}}}}{\eta_{va} \sqrt{(1 - \alpha) - \pi_{pc} - \pi_{pr}}} - \frac{1 - \eta_{va}}{\eta_{va}}, \quad (1)$$

în care $0 \leq \pi_x \leq 1$ este variabila independentă ;

— Formula generalizată a vitezei de execuție a servomotorului sub sarcină :

$$\pi_Q = \frac{\frac{\mu}{\mu_0} \pi_x}{\eta_{va} \sqrt{(1 - \alpha) - (\pi_{pc} + \pi_{pr} + \pi_{pfr})}} \sqrt{\frac{1 - (\pi_F + \pi_{pc} + \pi_{pr} + \pi_{pfr})}{1 + \frac{\left(\frac{\mu}{\mu_0}\right)^2 \pi_{pc} \pi_x^2}{(1 - \alpha) - (\pi_{pc} + \pi_{pr} + \pi_{pfr})}}} - \frac{\frac{1 - \eta_{va}}{\eta_{va}} \pi_F}{\pi_{pfr} + \pi_{pc} + \pi_{pr} + \pi_F} \quad (2)$$

în care $0 \leq \pi_x \leq 1$ este variabila independentă iar $0 \leq \pi_F \leq 1$ este parametrul încărcării mecanismului (caracteristica de viteză) sau în care $0 \leq \pi_F \leq 1$ este variabila independentă iar $0 \leq \pi_x \leq 1$ parametrul de comandă a sertărașului (caracteristica mecanică) ;

— Formula generalizată a zonei de insensibilitate :

$$\pi_{x \text{ ins}} = \pi_{x_0} + \pi_{x \text{ scap}} = \pi_{x_0} + (1 - \eta_{va}). \quad (3)$$

2. Servomecanism cu sertăraș distribuitor cu joc inițial ($x_0 < 0$), alimentat cu lichid de la o pompă cu debit constant ($Q_0 = \text{const.}$), cu legătură de reacție mecanică, rigidă, proporțională.

2.1. Se consideră că viteza pistonului servomotorului și debitul de lichid au astfel de valori, încît există totdeauna un surplus de lichid care se scurge la rezervor prin supapa maximală și, în consecință, presiunea la intrarea în sistem poate fi considerată constantă, $p_0 = p_{0 \text{ max}} = \text{const.}$ Legătura de reacție se realizează sub forma unui mecanism cu pîrghii.

— Formula generalizată a vitezei de execuție a servomotorului sub sarcină :

$$\pi_Q = \frac{\eta_{va}}{\sqrt{2}} (\pi_{x_0} + \pi_x) \sqrt{1 - \pi_F - \pi_{fr} - \pi_{pc} - \pi_{pr}} - \frac{1}{\sqrt{2}} (\pi_{x_0} - \pi_x) \sqrt{\pi_{p_0} + \pi_F + \pi_{fr} - \pi_{pc} - \pi_{pr}}, \quad (4)$$

în care $0 \leq \pi_x \leq 1$ este variabila independentă iar $0 \leq \pi_F \leq 1$ este parametrul încărcării mecanismului (caracteristica de viteză) sau în care $0 \leq \pi_F \leq 1$ este variabila independentă iar $0 \leq \pi_x \leq 1$ parametrul erorii sistemului (caracteristica statică).

— Formula generalizată a factorului de amplificare a vitezei :

$$\frac{\partial \pi_Q}{\partial \pi_x} = \frac{\eta_{va}}{\sqrt{2}} \sqrt{1 - \pi_F - \pi_{fr} - \pi_{pc} - \pi_{pr}} - \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\pi_{p0} + \pi_F + \pi_{fr} - \pi_{pc} - \pi_{pr}} = \text{const.} \quad (5)$$

— Formula generalizată a zonei de insensibilitate :

$$\pi_{x \text{ ins}} = \frac{\sqrt{\pi_{p0} + \pi_F + \pi_{fr} - \pi_{pc} - \pi_{pr}} - \eta_{va} \sqrt{1 - \pi_F - \pi_{fr} - \pi_{pc} - \pi_{pr}}}{\sqrt{\pi_{p0} + \pi_F + \pi_{fr} - \pi_{pc} - \pi_{pr}} + \eta_{va} \sqrt{1 - \pi_F - \pi_{fr} - \pi_{pc} - \pi_{pr}}} \cdot \pi_{x0} \quad (6)$$

2.2. Se neglijează pierderile volumice și de presiune din servomecanism ($\eta_{va}=1$, $\pi_{fr}=0$, $\pi_{pr}=0$, $\pi_{pc}=0$) și se consideră cazul în care alimentarea cu lichid se face la presiune variabilă $p_0 \neq \text{const.}$, supapa maximală deschizându-se la $p_0 = p_{0 \text{ max}}$

Legătura de reacție se realizează prin solidarizarea buclei sertărașului la tija pistonului servomotorului.

— Formula generalizată a presiunii de alimentare :

$$\pi_{p0} = \pi_F + 0,5 \left(\frac{1 + \pi_Q}{\pi_{x0} + \pi_x} \right)^2 \quad (7)$$

— Formula generalizată a vitezei de execuție a servomotorului sub sarcină :

$$\pi_Q = \frac{\pi_{x0}^2 + \pi_x^2 - (\pi_{x0}^2 - \pi_x^2) \sqrt{1 + 4\pi_{x0} \pi_x \pi_F}}{2\pi_{x0} \pi_x} \quad (8)$$

— Formula generalizată a factorului de amplificare a vitezei :

$$\frac{\partial \pi_Q}{\partial \pi_x} = \frac{\sqrt{1 + 4\pi_{x0} \pi_x \pi_F}}{\pi_{x0}} + \frac{(\pi_{x0}^2 - \pi_x^2)(1 + 2\pi_{x0} \pi_x \pi_F) - \sqrt{1 + 4\pi_{x0} \pi_x \pi_F}}{2\pi_{x0} \pi_x^2 \sqrt{1 + 4\pi_{x0} \pi_x \pi_F}} \quad (9)$$

— Formula generalizată a zonei de insensibilitate :

$$2\pi_x \pi_{Q=0} \approx \frac{\sqrt{1 + 8\pi_{x0}^2 \pi_F^2} - 1}{2\pi_{x0} \pi_F} \quad (10)$$

— Formula generalizată a jocului inițial :

$$\pi_{x0} = \frac{0,71}{\sqrt{\pi_{poi}}} \quad (11)$$

3. Servomecanism cu sertăraș distribuitor cu acoperire nulă ($x_0=0$), alimentat cu lichid la $Q_0 = \text{const.}$, $p_0 = p_{0 \text{ max}} = \text{const.}$ cu legătură de reacție mecanică rigidă, proporțională.

— Formula generalizată a vitezei de execuție a servomotorului sub sarcină :

$$\pi_Q = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{1 \pm \pi_F} \cdot \pi_x + K_3(1 \pm \pi_F) \pi_x - K_4 \pi_F; \quad (12)$$

$$\pi_Q = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{1 - \pi_F \cdot \pi_x - (1 - \eta_v) \pi_F} \quad (12')$$

— Formula generalizată a factorului de amplificarea a vitezei :

$$\frac{\partial \pi_Q}{\partial \pi_x} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{1 \pm \pi_F + K_3(1 \pm \pi_F)}; \quad (13)$$

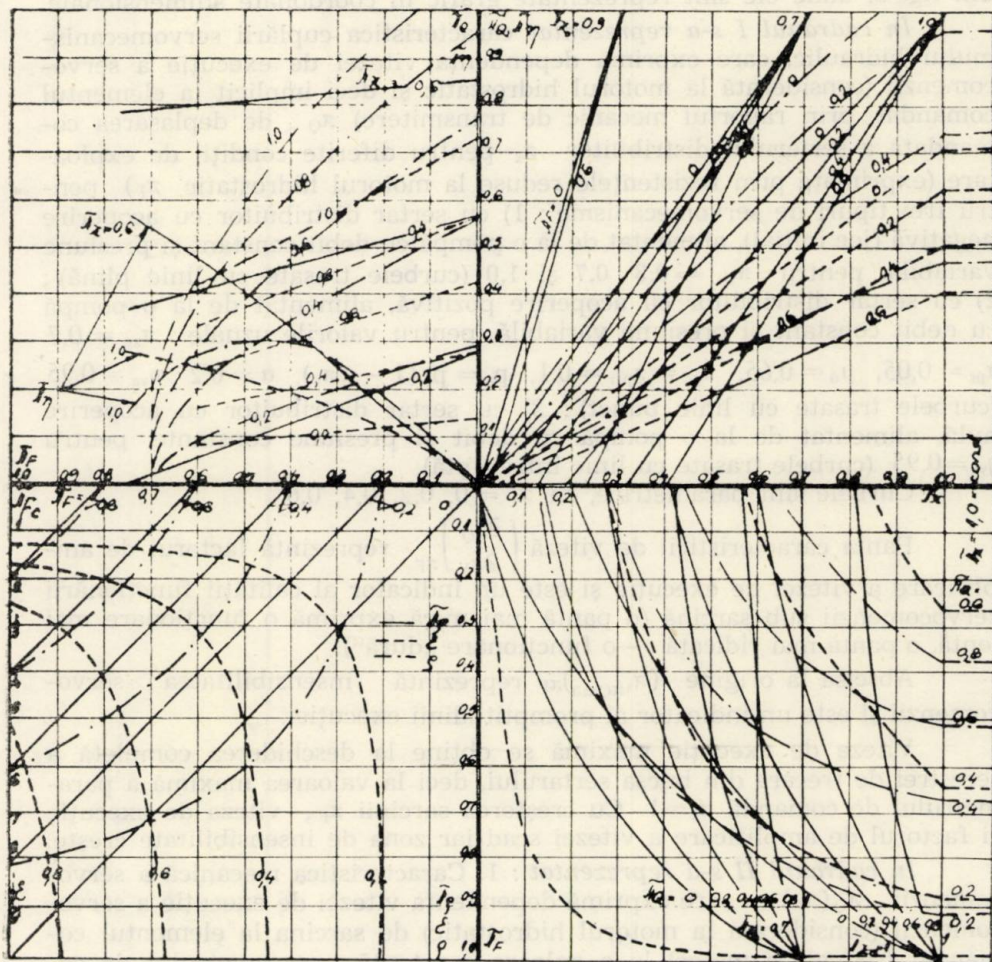


Fig. 2 Diagrama funcțională a servocomenzii hidraulice generalizate.

$$\frac{\partial \pi_Q}{\partial \pi_x} \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{1 - \pi_F} \quad (13')$$

— Formula generalizată a semnalului de comandă :

$$\pi_x = \frac{\pi_Q + (1 - \eta_{va}) \pi_F}{\sqrt{\frac{1}{2} (1 - \pi_F)}} \quad (14)$$

Formulele (12'), (13') și (14) sînt aproximative. În formulele (12) și (13) în cazul în care se schimbă semnul erorii, se schimbă corespunzător și semnele parametrilor respectivi.

Caracteristicile funcționale în regim permanent ale servocomenzii hidraulice cu legătură de reacție sînt sintetizate în diagrama funcțională din fig. 2, unde ele sînt reprezentate grafic în coordonate adimensionale.

În cadranul I s-a reprezentat caracteristica cuplării servomecanismului hidraulic, care exprimă dependența vitezei de execuție a servocomenzii (considerată la motorul hidrostatic și deci implicit la elementul comandat, prin raportul mecanic de transmitere) π_Q , de deplasarea comandată a sertarului distribuitor π_x pentru diferite condiții de exploatare (exprimate prin rezistențele reduse la motorul hidrostatic π_F) pentru trei tipuri de servomecanisme: 1) cu sertar distribuitor cu acoperire negativă (joc inițial), alimentat de la o pompă cu debit constant și presiune variabilă, pentru $\pi_{x0} = 0,3 : 0,7$ și $1,0$ (curbele trasate cu linie plină); 2) cu sertar distribuitor cu acoperire pozitivă, alimentat de la o pompă cu debit constant și presiune variabilă, pentru valorile uzuale: $\pi_{x0} = 0,7$, $\pi_{pr} = 0,05$, $\mu_0 = 0,65$, $\pi_{pc} = \pi_{pfr} = 0,1$, $p_0 = p_{oi}(1 - \alpha \pi_x)$, $\alpha = 0,2$, $\eta_{va} = 0,95$ (curbele trasate cu linie punct); 3) cu sertar distribuitor cu acoperire nulă, alimentat de la o pompă cu debit și presiune constante, pentru $\eta_{va} = 0,95$ (curbele trasate cu linie întreruptă).

Curbele sînt parametrice, cu $\pi_F = 0, 0,2, 0,4, 0,6$

Panta caracteristicii de viteză $\left(\frac{\partial \pi_Q}{\partial \pi_x}\right)_{\pi_F}$ reprezintă factorul de amplificare a vitezei de execuție și este un indicator al calității funcționării servocomenzii sub sarcină (o pantă mai mică exprimă o funcționare mai lentă, o pantă mai ridicată — o funcționare „dură”).

Abscisa la origine $(\pi_{x\pi_Q=0})_{\pi_F}$ reprezintă insensibilitatea servocomenzii și este un indicator al promptitudinii execuției.

Viteza de execuție maximă se obține la deschiderea completă a ferestrei de trecere din bușa sertarului, deci la valoarea maximă a parametrului de comandă $\pi_x = 1$. Cu creșterea sarcinii π_F , viteza de execuție și factorul de amplificare a vitezei scad iar zona de insensibilitate crește.

În cadranul II s-a reprezentat: 1. Caracteristica mecanică a servocomenzii $\pi_Q(\pi_F)\pi_x$ care exprimă dependența vitezei de execuție a servocomenzii (considerată la motorul hidrostatic) de sarcina la elementul comandat (redușă la motor) la o valoare constantă a parametrului de comandă a sertarului; 2. Dependența indicatorului puterii utile (dezvoltate de motorul hidrostatic) de sarcina corespunzătoare la o valoare constantă a parametrului de comandă — $\pi_\eta(\pi_F)\pi_x$

Rigiditatea caracteristicii mecanice — panta $\left(\frac{\partial \pi_F}{\partial \pi_Q}\right)_{\pi_x}$ — este un indicator al capacității servocomenzii de a păstra legea de mișcare prescrisă (comandată), în cazul acțiunilor perturbatoare, evitînd apariția discordanței între mișcarea de comandă și cea de urmărire.

Cu creșterea sarcinii π_F viteza de execuție și rigiditatea servocomenzii scad. O bună stabilitate a comenzii (rigiditate ridicată) o asigură schemele cu acoperire negativă și nulă. Schema cu acoperire pozitivă prezintă cele mai mici valori ale rigidității și scoborirea lor cu creșterea sarcinii.

În cadranul III s-au reprezentat performanțele caracteristice ale servocomenzii : 1. Dependența reacției progresive la dispozitivul de comandă de sarcina la elementul comandat (considerată la dispozitivul de comandă, în cazul comenzii fără aportul amplificării hidraulice), pentru diverse valori ale forței de intervenție a motorului hidrostatic $\pi_r(\pi_{Fc})\pi_F$ (dreptele trasate cu linie plină). Ea este liniară, în cazul schemelor cu încărcare proporțională a dispozitivului de comandă (legătură de reacție mecanică, rigidă, proporțională). Abscisele la origină $(\pi_{Fc}\pi_{r=0})\pi_F$ pentru $0 \leq \pi_F \leq 1$ indică valorile sarcinii $\pi_{Fc} = \pi_F$ de la care începe încărcarea proporțională a dispozitivului de comandă ; 2. Variația eficacității acțiunii amplificatorului hidraulic cu sarcina — $\varepsilon(\pi_{Fc})\pi_F$ — (curbele trasate cu linie întreruptă). Ea este infinită în zona $0 \leq (\pi_{Fc}\pi_{r=0}) \leq \pi_F$ și are valori finite, scoboritoare cu creșterea efortului reactiv la dispozitivul de comandă, pentru $\pi_r \neq 0$; 3. Variația indicatorului reacției la dispozitivul de comandă cu sarcina, pentru diferite valori ale forței de intervenție a motorului hidrostatic — $\rho(\pi_{Fc})\pi_F$ — (curbele trasate cu linie punct). Reacția este nulă în zona $0 \leq (\pi_{Fc}\pi_{r=0}) \leq \pi_F$; ea apare în zona $(\pi_{Fc}\pi_{r \geq 0})\pi_F \geq \pi_F$.

În cadranul IV s-a reprezentat caracteristica statică $\pi_x(\pi_F)\pi_Q$ — care exprimă dependența semnalului de comandă de viteza și sarcina la motorul hidrostatic și care permite să se aprecieze mărimea erorii și deci precizia de urmărire la diferite viteze și sarcini. Ea definește stabilitatea servocomenzii sub sarcină, care se apreciază prin panta $\left(\frac{\partial \pi_x}{\partial \pi_F}\right)_{\pi_Q}$. Influența sarcinii asupra mărimilor reglate scade cu creșterea rigidității sistemului.

Analiza diagramei funcționale a servocomenzii hidraulice generalizate permite aprecierea comparativă, cu suficientă precizie, a schemelor folosite în practică [4]. Diagrama permite studiul posibilităților de îmbunătățire a caracteristicilor funcționale ale servocomenzilor hidraulice, prin corelarea corectă a parametrilor constructivi și funcționali, în funcție de tipul hidraulic al servomecanismului. Particularizarea ei permite găsirea tipurilor funcționale existente sau elaborarea unor servocomenzi noi, speciale.

În scopul obținerii datelor necesare pentru a realiza : studiul performanțelor unor servocomenzi hidraulice existente ; aprecierea comparativă a mai multor tipuri și soluții constructive de servocomenzi ; determinarea unor servocomenzi capabile de performanțe impuse ; evidențierea condițiilor optimizatoare pentru perfecționarea constructivă sau elaborarea unor noi servocomenzi ș.a. s-a realizat, după proiectul și sub îndrumarea autorilor, un banc de încercări pentru servomecanisme hidraulice, în cadrul laboratorului de hidraulică al Institutului politehnic Brașov.

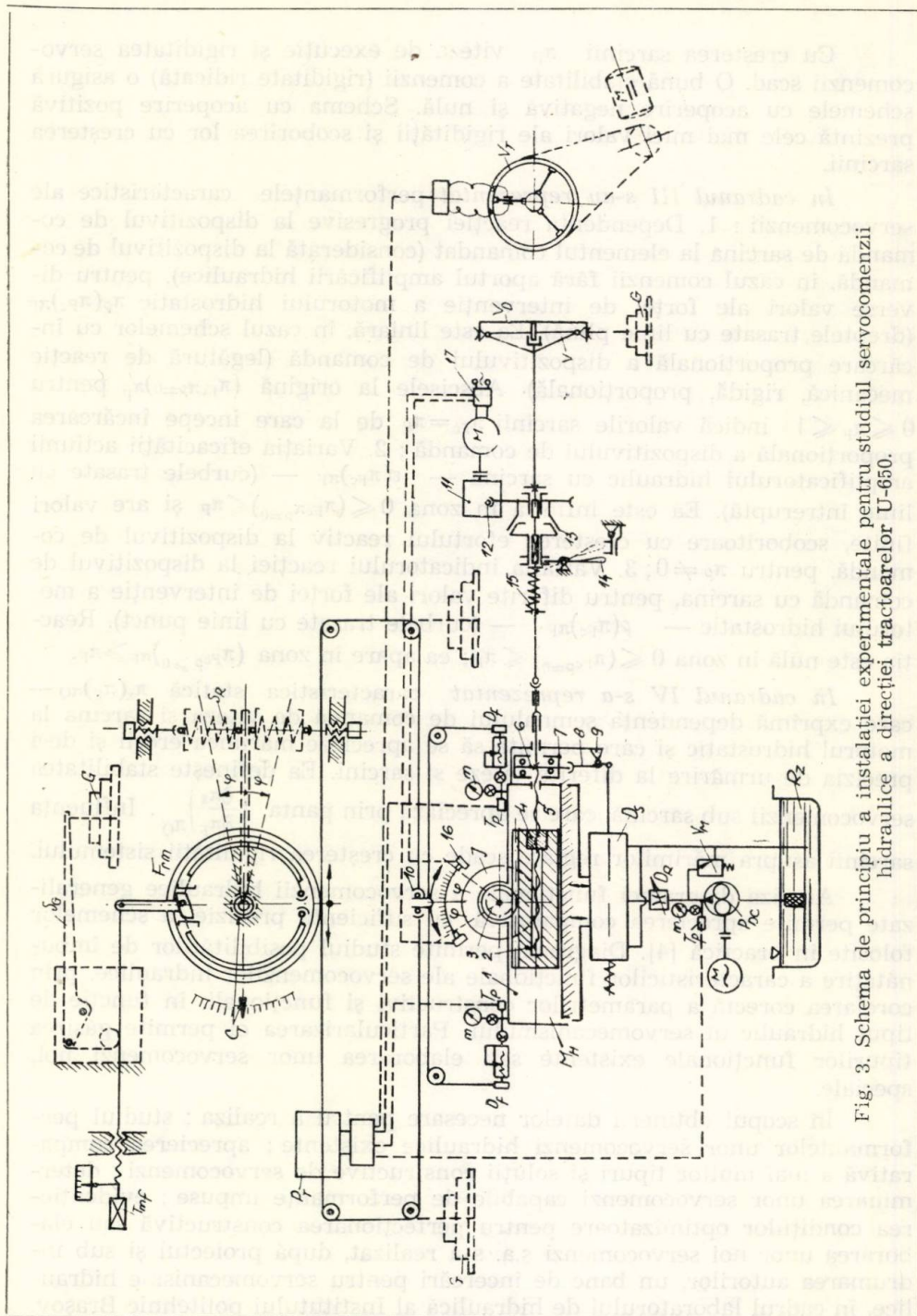


Fig. 3. Schema de principiu a instalației experimentale pentru studiul servocomenzii hidroaice a direcției tractoarelor U-650.

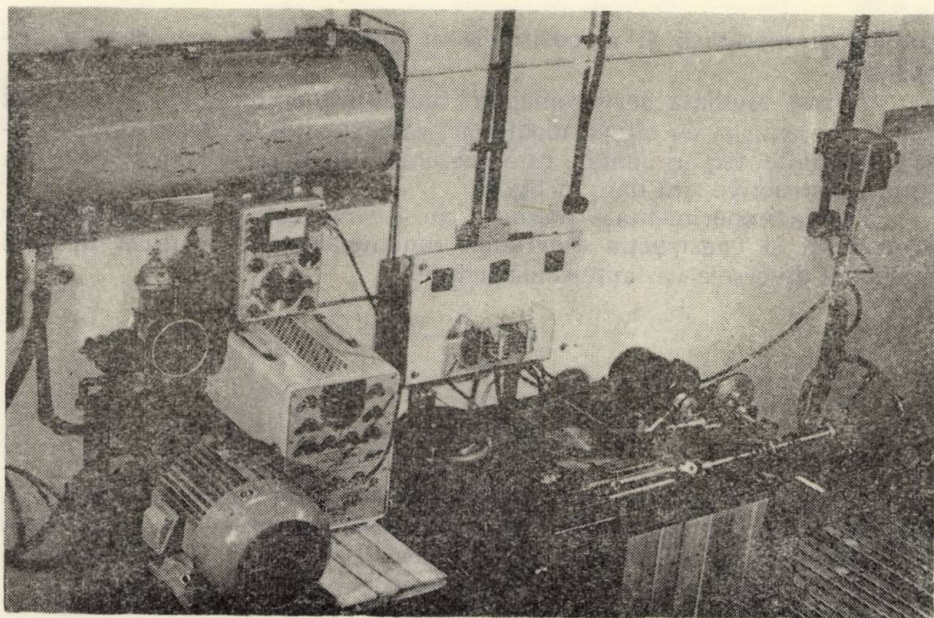


Fig. 4. Vedere de ansamblu a standului (fotografie).

Standul cuprinde elementele : servomecanismul hidraulic experimentat, sistemul de simulare a sarcinii exterioare, sistemul de comandă

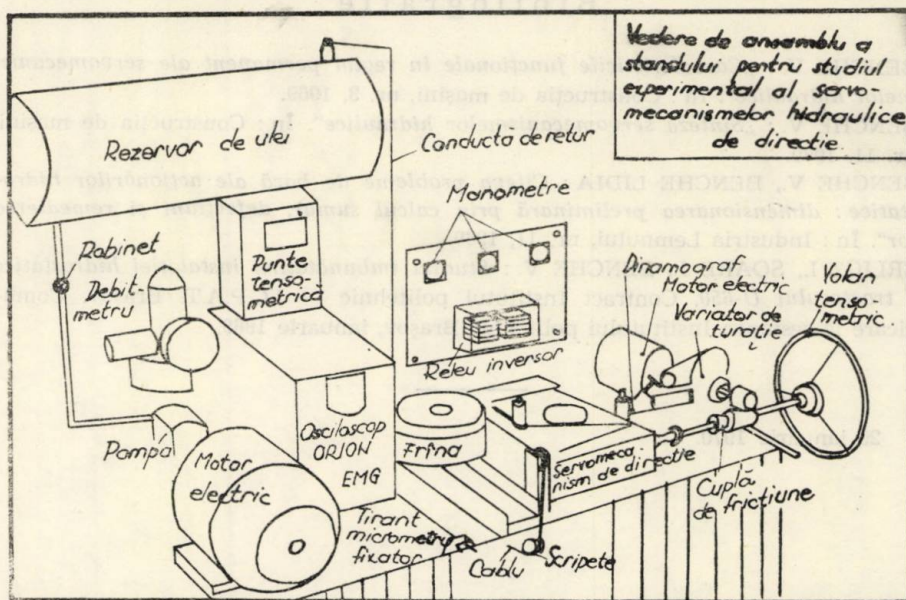


Fig. 5. Vedere de ansamblu a standului (schema explicativă).

manuală și mecanică și dispozitivele și aparatura de măsurare și înregistrare.

A fost studiată servocomanda hidraulică a direcției tractorului U-650, existentă și cu câteva modificări constructive. Vederea de ansamblu a instalației experimentale este prezentată în figurile 3 și 4 iar câteva detalii constructive sînt date în fig. 5.

Datele experimentale obținute au permis calcularea indicatorilor recomandați și construcția diagramei funcționale, care califică în mod concludent diversele variante constructive.

R é s u m é

Les auteurs présentent une synthèse originale des qualités fonctionnelles en régime permanent de trois schémas de servo-mécanismes hydrauliques. On décrit la construction et l'interprétation d'une diagramme fonctionnelle généralisée et on présent aussi un banc pour l'essai des servo-directions hydrauliques.

Bibliografie

1. BENCHE V.: „Caracteristicile funcționale în regim permanent ale servomecanismelor hidraulice”. În : Construcția de mașini, nr. 3, 1969.
2. BENCHE V.: „Sinteza servomecanismelor hidraulice”. În : Construcția de mașini, nr. 11, 1969.
3. BENCHE V., BENCHE LIDIA : Cîteva probleme de bază ale acționărilor hidrostatice : dimensionarea preliminară prin calcul sumar, defecțiuni și remedierea lor”. În : Industria Lemnului, nr. 11, 1969.
4. ERLICZ I., SOARE I., BENCHE V.: Studiul îmbunătățirii instalației hidrostatice a tractorului U-650. Contract Institutul politehnic — I.C.P.A.T. Brașov. Comunicare la sesiunea Institutului politehnic Brașov, ianuarie 1969.

25 ianuarie 1970.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAȘOV

Seria A — Mecanică

Vol. XII — 1970

★

Construcția de automobile-tractoare

BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE BRAȘOV

Series A — Mechanics

Vol. XII — 1970

Construction of motors-cars and tractors

★

BULLETIN DE L'INSTITUT POLYTECHNIQUE—BRAȘOV

Serie A — Mecanique

Tome XII — 1970

Construction d'automobiles-tracteurs

★

MITTEILUNGEN DES POLYTECHNISCHEN INSTITUTES BRAȘOV

Serie A — Mechanik

Band XII — 1970

Kraftwagen und Traktorenbau

★

ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия А — Механика

Том XII — 1970

**Конструкция автомобилей
и тракторов**

THE UNIVERSITY OF CHICAGO
LIBRARY

1900

THE UNIVERSITY OF CHICAGO
LIBRARY

1900

THE UNIVERSITY OF CHICAGO
LIBRARY

1900

THE UNIVERSITY OF CHICAGO
LIBRARY

1900

THE UNIVERSITY OF CHICAGO
LIBRARY

1900

DINAMICA CUTIILOR DE VITEZE ALE TRACTOARELOR

GH. NIȚESCU și P. SIMA

Cutiile de viteze ale tractoarelor permit modificarea raportului de transmitere între arborele cotit al motorului și roțile motoare în timpul deplasării tractorului. Aceasta permite tractorului să învingă rezistența mărită a drumului, precum și inerția tractorului la demarare sau în timpul accelerărilor.

Cele mai utilizate cutii de viteze în construcția de tractoare sînt cutiile de viteze în trepte, care permit realizarea unor rapoarte de transmitere diferite (fig. 1)

Stabilirea ecuațiilor diferențiale ale mișcării.

În vederea stabilirii ecuațiilor diferențiale ale mișcării, se presupune că tractorul reprezintă un sistem dinamic care constă din cutia de viteze și doi arbori cu doi volanți (fig. 2).

S-au făcut următoarele notații :

— J_m — momentul de inerție al arborelui cotit al motorului și a maselor legate de el ;

— J_t — suma momentelor de inerție ale maselor tractorului în mișcare ;

— M_m — momentul motorului ;

— M_r — momentul rezistent.

Descompunînd sistemul și aplicînd teoremele mecanicii, pentru arborele din figura 3 se obține ecuația diferențială :

$$\left(J_m + J_3 \right) \frac{d \omega_1}{d t} = M_m - M_4. \quad (1)$$

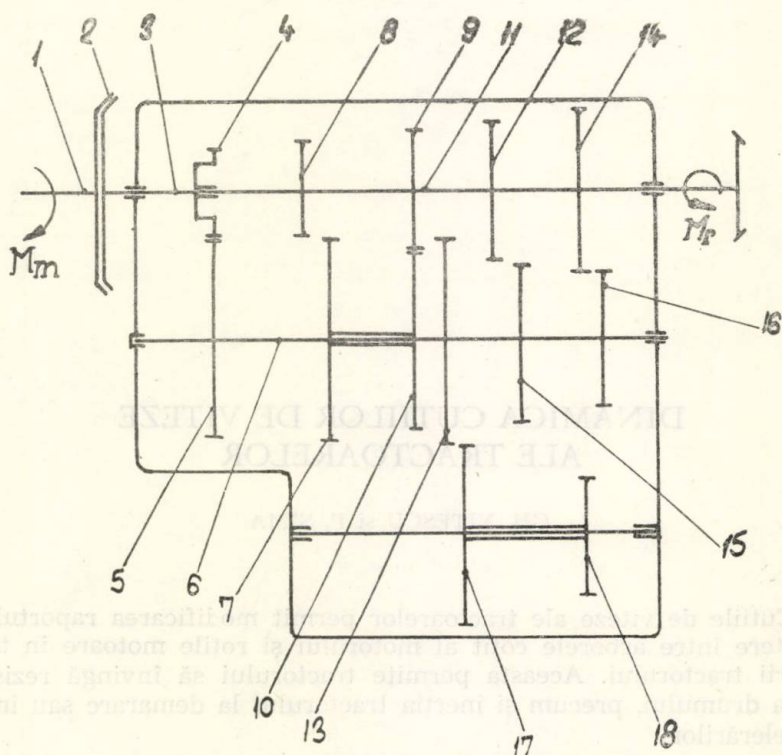


Fig. 1. Schema cutiei de viteze în trepte.

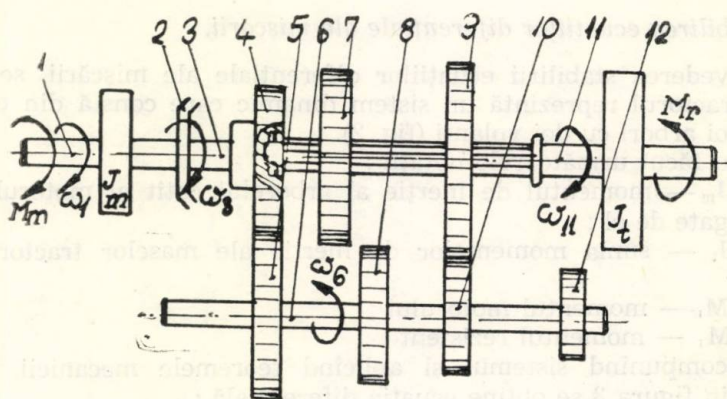


Fig. 2. Sistemul dinamic echivalent tractorului în mișcare.

Considerînd sistemul format din arborele intermediar, se obține ecuația (fig. 4) :

$$J_6 \frac{d\omega_6}{dt} = M_5 - M_{10}, \quad (2)$$

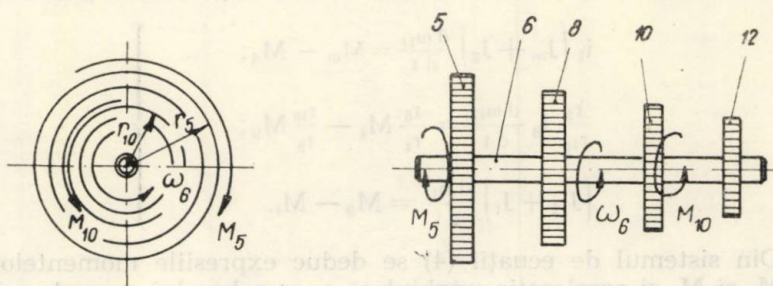


Fig. 3. Schema forțelor ce acționează arborele primar al cutiei de viteze.

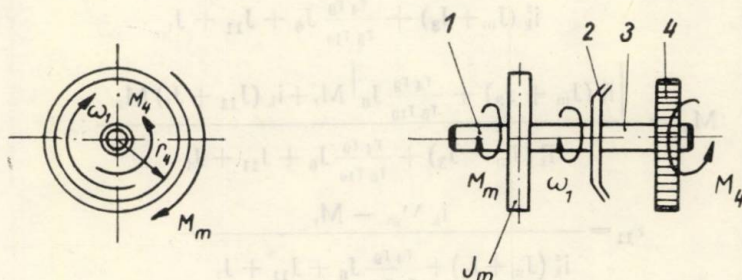


Fig. 4. Schema forțelor ce acționează arborele intermediar al cutiei de viteze.

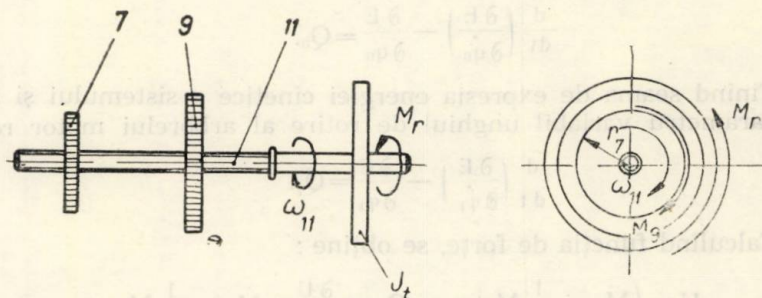


Fig. 5. Schema forțelor ce acționează arborele secundar al cutiei de viteze.

J_6 fiind momentul de inerție al maselor arborelui intermediar.
Ecuția momentului cinetic aplicată arborelui secundar ne conduce la ecuația (fig. 5) :

$$(J_{11} + J_t) \frac{d\omega_{11}}{dt} = M_9 - M_r. \quad (3)$$

Se obține, deci, următorul sistem de ecuații diferențiale :

$$\left. \begin{aligned} i_k (J_m + J_3) \frac{d\omega_{11}}{dt} &= M_m - M_4; \\ \frac{r_9}{r_{10}} J_6 \frac{d\omega_{11}}{dt} &= \frac{r_5}{r_4} M_4 - \frac{r_{10}}{r_9} M_9; \\ (J_{11} + J_t) \frac{d\omega_{11}}{dt} &= M_9 - M_r. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Din sistemul de ecuații (4) se deduc expresiile momentelor interioare M_4 și M_9 și accelerația unghiulară ε_{11} a arborelui secundar al cutiei de viteze :

$$M_4 = \frac{i_k (J_m + J_3) M_r + \left[J_{11} + J_t + \frac{r_4 r_9}{r_5 r_{10}} J_6 \right] M_m}{i_k^2 (J_m + J_3) + \frac{r_4 r_9}{r_5 r_{10}} J_6 + J_{11} + J_t}; \quad (5)$$

$$M_9 = \frac{\left[i_k^2 (J_m + J_3) + \frac{r_4 r_9}{r_5 r_{10}} J_6 \right] M_r + i_k (J_{11} + J_t) M_m}{i_k^2 (J_m + J_3) + \frac{r_4 r_9}{r_5 r_{10}} J_6 + J_{11} + J_t}; \quad (6)$$

$$\varepsilon_{11} = \frac{i_k \omega_{11} - M_r}{i_k^2 (J_m + J_3) + \frac{r_4 r_9}{r_5 r_{10}} J_6 + J_{11} + J_t}, \quad (7)$$

i_k fiind raportul de transmitere din cutia de viteze.

În vederea determinării vitezelor unghiulare ale arborilor cutiei, s-au utilizat ecuațiile lui Lagrange de speța a doua :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_n} \right) - \frac{\partial E}{\partial q_n} = Q_n. \quad (8)$$

Ținând seama de expresia energiei cinetice a sistemului și alegînd drept parametru variabil unghiul de rotire al arborelui motor rezultă :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) - \frac{\partial E}{\partial \varphi_1} = Q_1. \quad (9)$$

Calculînd funcția de forțe, se obține :

$$U = \left(M_m - \frac{1}{i_k} M_r \right) \varphi_1; \quad Q_1 = \frac{\partial U}{\partial \varphi_1} = M_m - \frac{1}{i_k} M_r. \quad (10)$$

Ecuatia lui Lagrange devine :

$$\left[J_m + J_3 + \left(\frac{r_4}{r_5} \right)^2 J_6 + \frac{1}{i_k^2} (J_{11} + J_t) \right] \frac{d\omega_1}{dt} = M_m - \frac{1}{i_k} M_r. \quad (11)$$

Separind variabilele și integrind avem :

$$\omega_1' = \frac{i_k (i_k M_m - M_r) t + \left[(J_m + J_3) i_k^2 + \left(\frac{r_9}{r_{10}} \right)^2 J_6 + J_{11} + J_t \right] \omega_{11}}{(J_m + J_3) i_k^2 + \left(\frac{r_9}{r_{10}} \right)^2 J_6 + J_{11} + J_t}. \quad (12)$$

Determinarea reacțiunilor dinamice din lagărele arborilor cutiei de viteze în regim tranzitoriu.

Reacțiunile din lagărele arborilor cutiei de viteze s-au determinat cu ajutorul principiului lui d'Alembert. Scriind ecuațiile de echilibru dinamic pentru arborele primar al cutiei de viteze, a rezultat sistemul (fig. 6) :

$$\left. \begin{aligned} \sum X_i = 0: & -X_A + X_B - X_C + P_p = 0; \\ \sum Y_i = 0: & Y_A - Q_p + Y_C = 0; \\ \sum Z_i = 0: & Z_A - Z_B + R_p + Z_C = 0; \\ \sum M_x = 0: & -g \cdot Z_B + (g + c) R_p - r_4 Q_p + (g + h) Z_C = 0; \\ \sum M_y = 0: & M_m - C_i - r_4 P_p = 0; \\ \sum M_z = 0: & -g \cdot X_B - (g + c) \cdot P_p + (g + h) X_C = 0. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Analog pentru arborele intermediar se obține (fig. 7) :

$$\left. \begin{aligned} \sum X_i = 0: & X_E - P_p + P_s - X_F = 0; \\ \sum Y_i = 0: & Y_E + Q_p - Q_s = 0; \\ \sum Z_i = 0: & Z_E - R_p - R_s - Z_F = 0; \\ \sum M_x = 0: & -c \cdot R_p - e \cdot R_s + f \cdot Z_F - r_5 \cdot Q_p + r_{10} \cdot Q_s = 0; \\ \sum M_y = 0: & C_i - r_5 \cdot P_p + r_{10} \cdot P_s = 0; \\ \sum M_z = 0: & c \cdot P_p - e \cdot P_s + f \cdot X_F = 0. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

În fine, pentru arborele secundar avem sistemul (fig. 8) :

$$\left. \begin{aligned} \sum X_i = 0: & X_c - P_s + X_D = 0; \\ \sum Y_i = 0: & Y_c + Q_s = 0; \\ \sum Z_i = 0: & Z_c + R_s - Z_D = 0; \\ \sum M_x = 0: & a \cdot R_s + r_9 \cdot Q_s - l \cdot Z_D = 0; \\ \sum M_y = 0: & -C_i + r_9 \cdot P_s - M_i = 0; \\ \sum M_z = 0: & a \cdot P_s - l \cdot X_D = 0. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

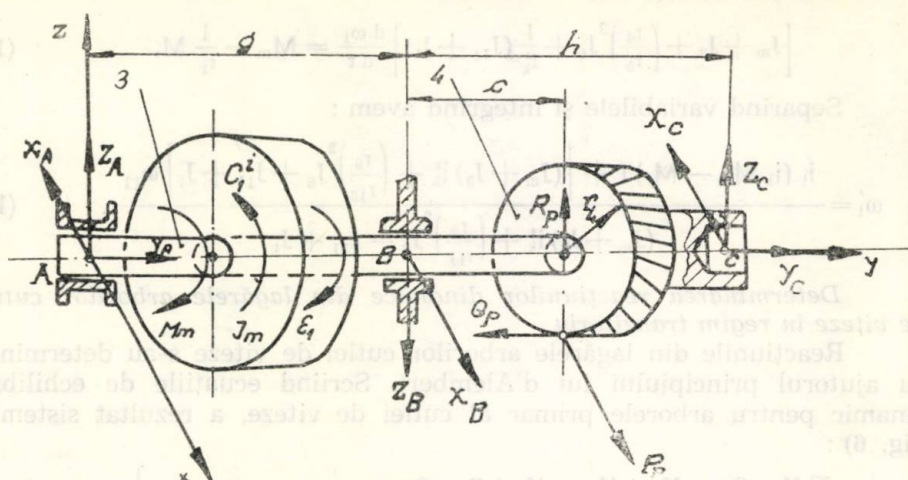


Fig. 6. Schema solicitărilor dinamice ale arborelui primar.

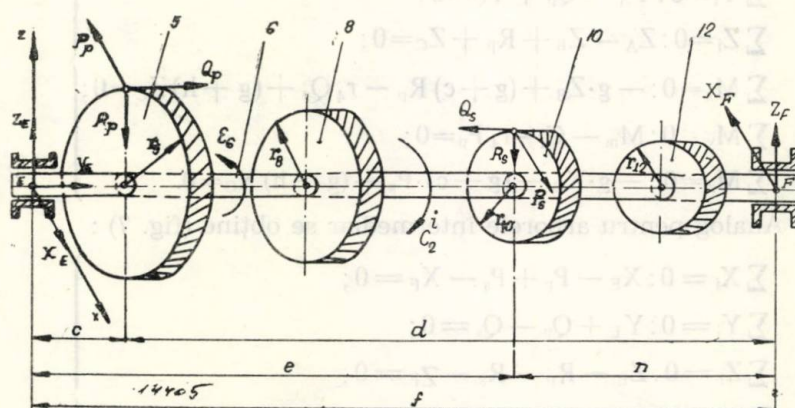


Fig. 7. Schema solicitărilor dinamice ale arborelui intermediar.

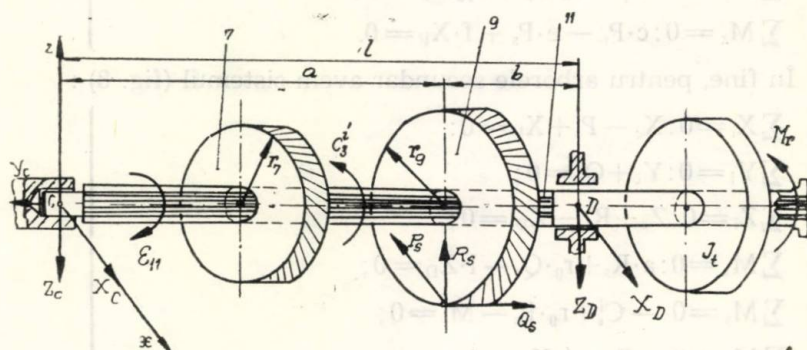


Fig. 8. Schema solicitărilor dinamice ale arborelui secundar.

Din ecuațiile de echilibru dinamic obținute, rezultă expresiile reacțiunilor dinamice din lagărele arborilor cutiei de viteze în cazul general al roților dințate cu dinți înclinați (fig. 9) :

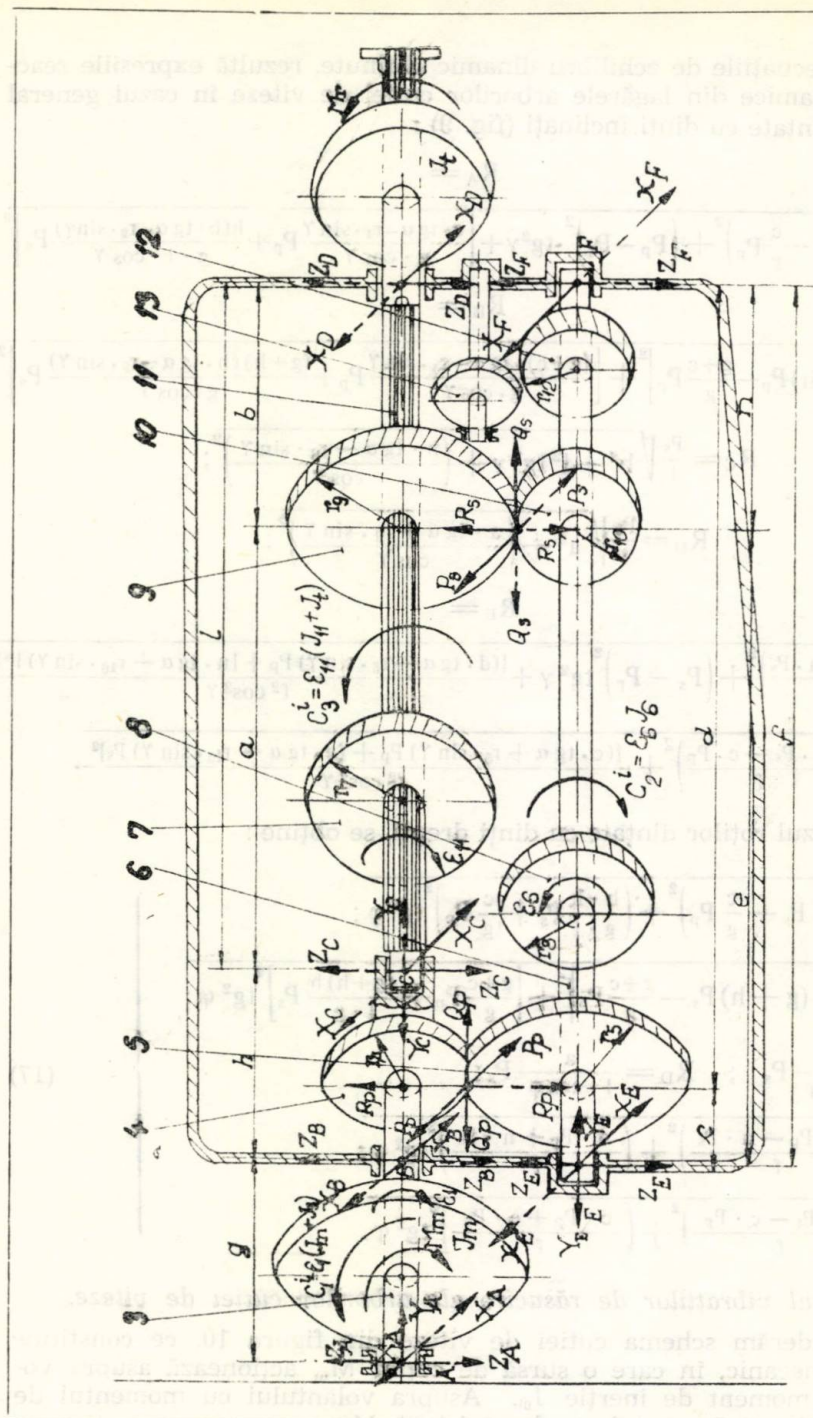
$$\begin{aligned}
 R_A &= \\
 &= \sqrt{\left(\frac{b \cdot h}{g \cdot l} P_s - \frac{c}{g} P_p\right)^2 + \left(P_p - P_s\right)^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma + \left[\frac{c \cdot \operatorname{tg} \alpha - r_4 \cdot \sin \gamma}{g \cdot \cos \gamma} P_p + \frac{h(b \cdot \operatorname{tg} \alpha - r_9 \cdot \sin \gamma)}{g \cdot l \cdot \cos \gamma} P_s\right]^2}; \\
 R_B &= \\
 &= \sqrt{\left[\frac{b}{l \cdot g}(g+h) P_p - \frac{g+c}{g} P_p\right]^2 + \left[\frac{(g+c) \cdot \operatorname{tg} \alpha - r_4 \cdot \sin \gamma}{g \cdot \cos \gamma} P_p + \frac{(g+h)(b \cdot \operatorname{tg} \alpha - r_9 \cdot \sin \gamma)}{g \cdot l \cdot \cos \gamma} P_s\right]^2}; \\
 R_C &= \frac{P_s}{l} \sqrt{b^2 + l^2 \operatorname{tg}^2 \gamma + \left(\frac{b \cdot \operatorname{tg} \alpha - r_9 \cdot \sin \gamma}{\cos \gamma}\right)^2}; \\
 R_D &= \frac{P_s}{l} \sqrt{a^2 + \left(\frac{a \cdot \operatorname{tg} \alpha + r_9 \cdot \sin \gamma}{\cos \gamma}\right)^2}; \\
 R_E &= \\
 &= \sqrt{\left(\frac{d \cdot P_p - n \cdot P_s}{f}\right)^2 + \left(P_s - P_p\right)^2 \operatorname{tg}^2 \gamma + \frac{[(d \cdot \operatorname{tg} \alpha - r_5 \cdot \sin \gamma) P_p + [n \cdot \operatorname{tg} \alpha + r_{10} \cdot \sin \gamma) P_s]^2}{f^2 \cos^2 \gamma}} \\
 R_F &= \sqrt{\left(\frac{e \cdot P_s - c \cdot P_p}{f}\right)^2 + \frac{[(c \cdot \operatorname{tg} \alpha + r_5 \cdot \sin \gamma) P_p + (e \cdot \operatorname{tg} \alpha - r_{10} \cdot \sin \gamma) P_s]^2}{f^2 \cos^2 \gamma}}.
 \end{aligned}$$

În cazul roților dințate cu dinți drepecți, se obține :

$$\left. \begin{aligned}
 R_A &= \sqrt{\left(\frac{b \cdot h}{g \cdot l} P_s - \frac{c}{g} P_p\right)^2 + \left(\frac{b \cdot h}{g \cdot l} P_s + \frac{c}{g} P_p\right)^2 \operatorname{tg}^2 \varphi}; \\
 R_B &= \sqrt{\left[\frac{b}{l \cdot g}(g+h) P_s - \frac{g+c}{g} P_p\right]^2 + \left[\frac{g+c}{g} P_p + \frac{(g+h)b}{l \cdot g} P_s\right]^2 \operatorname{tg}^2 \varphi}; \\
 R_C &= \frac{b}{l \cdot \cos \varphi} P_s; \quad R_D = \frac{a}{l \cdot \cos \varphi} P_s; \\
 R_E &= \sqrt{\left(\frac{d \cdot P_p - n \cdot P_s}{f}\right)^2 + \left(\frac{d \cdot P_p + n \cdot P_s}{f}\right)^2 \operatorname{tg}^2 \varphi}; \\
 R_F &= \sqrt{\left(\frac{e \cdot P_s - c \cdot P_p}{f}\right)^2 + \left(\frac{c \cdot P_p + e \cdot P_s}{f}\right)^2 \operatorname{tg}^2 \varphi}.
 \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Studiul vibrațiilor de răsucire ale arborilor cutiei de viteze.

Considerăm schema cutiei de viteze din figura 10, ce constituie un sistem mecanic, în care o sursă de cuplu M_m acționează asupra volantului de moment de inerție J_m . Asupra volantului cu momentul de inerție J_t acționează sursa de cuplu rezistent M_r .



În vederea stabilirii ecuațiilor diferențiale ale oscilațiilor de răsu-
cire, s-a aplicat legea lui Newton pentru mișcarea de rotație : suma al-
gebrică a cuplurilor care acționează asupra unui corp este egală cu
momentul de inerție înmulțit cu accelerația unghiulară a corpului.

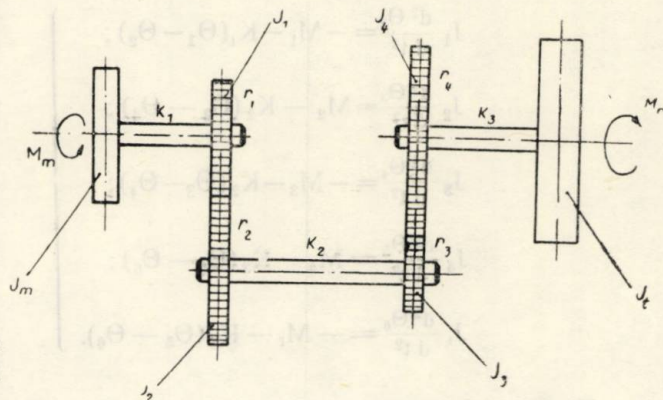


Fig. 10. Schema cutiei de
viteze, necesară studiului
oscilațiilor de răsu-
cire.

Se presupun în acest scop unghiurile Θ_i de rotație pentru fiecare
element și se alege ca sens pozitiv sensul invers acelor de ceasornic.
Deplasările unghiulare sînt, deci, variabile dependente ale sistemului,
iar cuplurile — funcțiile de acționare.

Utilizînd metoda izolării corpurilor, s-a scris ecuația lui Newton
pentru fiecare corp din sistem în mișcare de rotație.

Presupunînd că volantul de moment de inerție J_m este accelerat în
sensul $\Theta_1 > 0$, arborii prin elasticitatea lor se opun mișcării. Ecuația dife-
rențială a mișcării de rotație a volantului J_m va fi (fig. 11) :

$$J_m \frac{d^2 \Theta_1}{dt^2} = M_m - K_1 (\Theta_1 - \Theta_2). \quad (18)$$

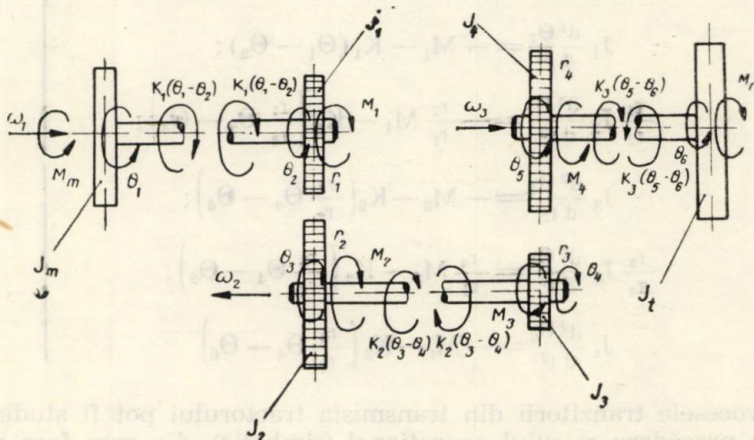


Fig. 11. Sistemul angrenajelor cutiei de viteze, descompus în vederea aplicării
metodei cineto-stactice.

În mod analog se obțin ecuațiile de mișcare pentru roțile dințate ale cutiei de viteze și pentru volantul J_1 . Rezultă ecuațiile :

$$\left. \begin{aligned} J_1 \frac{d^2 \Theta_2}{dt^2} &= -M_1 - K_1(\Theta_1 - \Theta_2); \\ J_2 \frac{d^2 \Theta_3}{dt^2} &= M_2 - K_2(\Theta_3 - \Theta_4); \\ J_3 \frac{d^2 \Theta_4}{dt^2} &= -M_3 - K_2(\Theta_3 - \Theta_4); \\ J_4 \frac{d^2 \Theta_5}{dt^2} &= M_4 - K_3(\Theta_5 - \Theta_6); \\ J_1 \frac{d^2 \Theta_6}{dt^2} &= -M_1 - K_3(\Theta_5 - \Theta_6). \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

Ținând seama că :

$$\Theta_3 = \frac{r_1}{r_2} \Theta_2; \quad \Theta_5 = \frac{r_3}{r_4} \Theta_4;$$

$$M_2 = \frac{r_2}{r_1} M_1; \quad M_4 = \frac{r_4}{r_3} M_3,$$

se obține sistemul de ecuații diferențiale de ordinul doi liniare și neomogene :

$$\left. \begin{aligned} J_m \frac{d^2 \Theta_1}{dt^2} &= M_m - K_1(\Theta_1 - \Theta_2); \\ J_1 \frac{d^2 \Theta_2}{dt^2} &= -M_1 - K_1(\Theta_1 - \Theta_2); \\ \frac{r_1}{r_2} J_2 \frac{d^2 \Theta_2}{dt^2} &= -\frac{r_2}{r_1} M_1 - K_2 \left(\frac{r_1}{r_2} \Theta_2 - \Theta_4 \right); \\ J_3 \frac{d^2 \Theta_4}{dt^2} &= -M_3 - K_2 \left(\frac{r_1}{r_2} \Theta_2 - \Theta_4 \right); \\ \frac{r_3}{r_4} J_4 \frac{d^2 \Theta_4}{dt^2} &= \frac{r_4}{r_3} M_3 - K_3 \left(\frac{r_3}{r_4} \Theta_4 - \Theta_6 \right); \\ J_1 \frac{d^2 \Theta_6}{dt^2} &= -M_1 - K_3 \left(\frac{r_3}{r_4} \Theta_4 - \Theta_6 \right) \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

Procesele tranzitorii din transmisia tractorului pot fi studiate utilizând cu precădere calculul operațional (simbolic), din care face parte și metoda transformării Laplace. Prin transformarea lui Laplace funcția de variabilă reală $f(t)$, denumită original se transformă într-o funcție de va-

riabilă complexă $F(p)$, denumită imagine după Laplace sau transformata Laplace-Carson a funcției $f(t)$, cu ajutorul integralei :

$$\mathcal{L} f(t) = F(p) = \int_0^{\infty} f(t) e^{-pt} dt. \quad (21)$$

Avantajul domeniului complex al imaginilor lui Laplace constă în aceea că o importantă clasă de probleme se rezolvă mult mai ușor decât în domeniul real. Astfel, de exemplu, ecuațiile diferențiale, integrale, integro-diferențiale și cu derivate parțiale devin, prin transformata Laplace ecuații algebrice de variabilă complexă, care se rezolvă comparativ ușor. Cu ajutorul transformării inverse Laplace a soluțiilor ecuațiilor algebrice se obțin soluțiile ecuațiilor inițiale :

$$\mathcal{L}^{-1} F(p) = \frac{1}{2\pi i} \int_{x-i\infty}^{x+i\infty} F(p) e^{pt} dp = f(t), \quad \begin{cases} t > 0 \\ x > 0. \end{cases} \quad (22)$$

Rezolvarea ecuațiilor diferențiale prin această metodă se face după următoarea schemă (fig. 12) :

Cunoscând că :

$$\mathcal{L} f(t) = F(p);$$

$$\mathcal{L} f'(t) = p F(p) - f(0);$$

$$\mathcal{L} f''(t) = p^2 F(p) - p f(0) - f'(0);$$

$$\mathcal{L} f^{(n)}(t) = p^n F(p) - [p^{n-1} f(0) + p^{n-2} f'(0) + \dots + f^{(n-1)}(0)]$$

și aplicând transformarea Laplace ecuațiilor diferențiale ale mișcării se obține un sistem de ecuații algebrice.

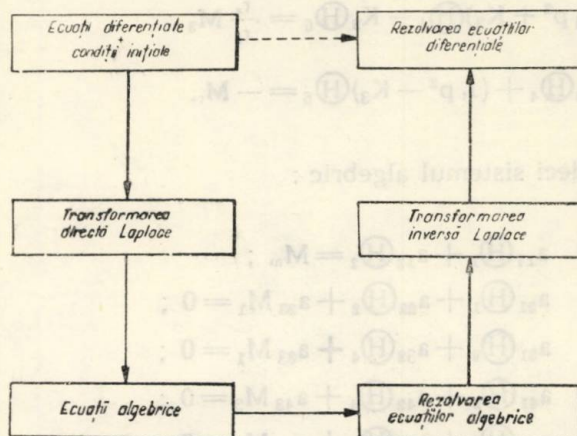


Fig. 12. Schema de rezolvare a ecuațiilor diferențiale cu ajutorul domeniului complex al imaginilor lui Laplace.

Astfel, presupunând că pentru $t = 0$:

$$\Theta_1 = \Theta_2 = 0 ; \frac{d\Theta_1}{dt} = \frac{d\Theta_2}{dt} = 0$$

și notînd :

$$\mathcal{L} \Theta_1 = \bar{H}_1 ; \mathcal{L} \Theta_2 = \bar{H}_2 ,$$

$\mathcal{L} \Theta_1$ și $\mathcal{L} \Theta_2$ fiind transformatele Laplace ale lui Θ_1 și Θ_2 , rezultă :

$$\left. \begin{aligned} \mathcal{L} \Theta_1 &= \bar{H}_1 ; \mathcal{L} \frac{d\Theta_1}{dt} = p\bar{H}_1 ; \mathcal{L} \frac{d^2\Theta_1}{dt^2} = p^2\bar{H}_1 ; \\ \mathcal{L} \Theta_2 &= \bar{H}_2 ; \mathcal{L} \frac{d\Theta_2}{dt} = p\bar{H}_2 ; \mathcal{L} \frac{d^2\Theta_2}{dt^2} = p^2\bar{H}_2 . \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

Prima ecuație devine deci :

$$(J_m p^2 - K_1)\bar{H}_1 - K_1\bar{H}_2 = M_m \quad (24)$$

În mod analog, aplicînd transformarea Laplace celorlalte ecuații, acestea devin :

$$\left. \begin{aligned} K_1 p^2 \bar{H}_1 - (J_1 p^2 - K_1)\bar{H}_2 &= -M_1 ; \\ \frac{r_1}{r_2} (J_2 p^2 + K_2)\bar{H}_2 - K_2\bar{H}_4 &= -\frac{r_2}{r_1} M_1 ; \\ \frac{r_1}{r_2} K_2 \bar{H}_2 + (J_3 p^2 - K_2)\bar{H}_4 &= -M_3 ; \\ \frac{r_3}{r_4} (J_4 p^2 + K_3)\bar{H}_4 - K_3\bar{H}_6 &= \frac{r_4}{r_3} M_3 ; \\ \frac{r_3}{r_4} K_3 \bar{H}_4 + (J_5 p^2 - K_3)\bar{H}_6 &= -M_r . \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

Rezultă, deci sistemul algebric :

$$\left. \begin{aligned} a_{11}\bar{H}_1 + a_{12}\bar{H}_2 &= M_m ; \\ a_{21}\bar{H}_1 + a_{22}\bar{H}_2 + a_{23}M_1 &= 0 ; \\ a_{31}\bar{H}_2 + a_{32}\bar{H}_4 + a_{33}M_1 &= 0 ; \\ a_{41}\bar{H}_2 + a_{42}\bar{H}_4 + a_{43}M_3 &= 0 ; \\ a_{51}\bar{H}_4 + a_{52}\bar{H}_6 + a_{53}M_3 &= 0 ; \\ a_{61}\bar{H}_4 + a_{62}\bar{H}_6 &= M_r . \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

Soluțiile obținute pentru transformatele Laplace ale variabilelor dependente sînt de forma :

$$\left. \begin{aligned} \bar{H}_1 &= \bar{H}_1(M_m, M_r) ; \\ \bar{H}_2 &= \bar{H}_2(M_m, M_r) ; \\ \bar{H}_4 &= \bar{H}_4(M_m, M_r) ; \\ \bar{H}_{\varepsilon} &= \bar{H}_{\varepsilon}(M_m, M_r) . \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

Rezultă, de asemenea, funcțiile de acționare :

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= \varphi_1(M_m, M_r) ; \\ M_3 &= \varphi_2(M_m, M_r) . \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

Cu ajutorul transformării inverse Laplace a funcțiilor (27), se obțin soluțiile ecuațiilor diferențiale (20), adică ecuațiile oscilațiilor de răsucire ale angrenajelor cutiei de viteze.

R é s u m é

On a établi les équations différentielles du mouvement des engrenages de la boîte de vitesses, en considérant le tracteur un système dynamique constitué de la boîte de vitesses et de deux arbres à deux volants.

On a également déterminé les réactions dynamiques dans les paliers des arbres de la boîte de vitesses en régime transitoire, à l'aide du principe de d'Alembert.

En fin, on a étudié les vibrations de torsion pour les engrenages de la boîte de vitesses, en appliquant la loi de Newton pour le mouvement de rotation. En vue de la résolution du système d'équations différentielles obtenu, on a utilisé la méthode de la transformation Laplace.

Bibliografie

1. BELLMANN R. E., DREYFUS S. E. : *Programarea dinamică aplicată*. Editura tehnică, București, 1967.
2. DOETSCH G. : *Handbuch der Laplace — Transformation*. Verlag Birkhäuser, Basel, 1950.
3. GILLE J. C., DECAULNE P., PELEGRIN M. : *Teoria și calculul sistemelor de reglare automată*. Editura tehnică, București, 1962.

4. HAIMOVICI AD.: *Ecuatii diferențiale și ecuații integrale*. Editura didactică și pedagogică, București, 1965.
5. NIȚESCU GH., NĂSTĂSOIU S., POPESCU S.: *Tractoare*. Editura didactică și pedagogică, București, 1968.
6. NIȚESCU GH., SIMA P.: *Contribuții la studiul dinamicii ambreiajelor de tractor*. Studii și cercetării de mecanică agricolă, vol. 3, 1968.
7. PONIOMAREV S. D. ș.a.: *Calculul de rezistență în construcția de mașini*, vol. 3, Editura tehnică, București, 1964.
8. SAVANT C. J.: *Calculul sistemelor automate*. Editura tehnică, București, 1967.
9. SAVANT C. J.: *Fundamentals of the Laplace Transformation*, Mc Graw-Hill Book Company, New York, 1962.
10. TIMOSHENKO S. P.: *Théorie des vibrations*. Paris et Liège, 1947.

29 ianuarie 1970.

(28)

Cu ajutorul transformării inverse Laplace a funcțiilor (27), se obțin soluțiile ecuațiilor diferențiale (20), adică ecuațiile oscilațiilor de

R e z u l t a t e

On a établi les équations différentielles du mouvement des engrenages de la boîte de vitesses en considérant le tracteur un système dynamique continu de la boîte de vitesses et de deux autres à deux volants.

On a déterminé également les réactions dynamiques dans les paliers des arbres de la boîte de vitesses en régime transitoire à l'aide du principe de d'Alembert.

En fin, on a établi les vibrations de torsion pour les engrenages de la boîte de vitesses en appliquant la loi de Newton pour le mouvement de rotation. En vue de la résolution de systèmes d'équations différentielles obtenus, on a utilisé la méthode de la transformation Laplace.

Bibliografie

1. BERGMANN R. E., DUBOWITZ S. E.: *Programarea dinamică a vehiculelor*. Editura tehnică, București, 1967.
2. DOETSCH G.: *Handbuch der Laplace-Transformation*. Verlag Birkhäuser, Basel, 1960.
3. GHILAS C., DECAULNE R., VELLEGRIEN M.: *Teoria și calculul sistemelor de reglare automată*. Editura tehnică, București, 1962.

STUDIUL TRANSMISIEI DE CĂLDURĂ ÎN MOTORUL CU APRINDERE PRIN SCÎNTEIE

MARIN UNTARU

Creșterea continuă a puterii motoarelor cu ardere internă duce la mărirea solicitărilor termice, care limitează posibilitatea îmbunătățirii parametrilor de putere și economicitate și necesită un studiu aprofundat al transmisiei de căldură în cilindrii motorului.

Bilanțul termic al motorului cu ardere internă scoate în evidență repartiția căldurii obținute prin arderea combustibilului și permite aprecierea ciclului respectiv, din punct de vedere al perfecțiunii și economicității lui. Datele existente în literatură cu privire la bilanțul termic al motorului sînt obținute, în general, prin încercarea unor motoare de automobil cu supape laterale. În ultima vreme, în construcția de automobile au căpătat o largă răspîndire motoarele rapide cu supape în capul cilindrului, pentru care studiul transmiterii căldurii constituie o problemă interesantă atît din punct de vedere teoretic, cît și din punct de vedere practic.

Complexitatea procesului schimbului de căldură în motorul cu ardere internă este determinată de faptul că transmisia căldurii în cilindru are loc concomitent atît prin radiație cît și prin contact direct și în ambele cazuri este intensificată de mărirea turbulenței gazelor. Transferul de căldură depinde nu numai de temperatura lichidului de răcire, ci și de alți factori legați de particularitățile constructive și parametrii ciclului motorului respectiv.

1. INFLUENȚA VITEZEI AMESTECULUI ÎN ORIFICIUL SUPAPEI DE ADMISIE ASUPRA TRANSMISIEI DE CĂLDURĂ DATORITĂ TURBULENȚEI GAZELOR DE ARDERE

Într-una din primele lucrări din domeniul transmiterii căldurii [1], W. Nusselt considerînd că intensificarea transferului de căldură datorit curgerii turbulente a gazelor depinde liniar de viteza medie a pistonului și folosind rezultatele unor experiențe efectuate în bombă și pe un motor cu gaze, de turație redusă, a propus următoarea relație generală pentru determinarea cantității de căldură transmise lichidului de răcire de gazele de ardere :

$$Q_{gaze} = 0,362 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F + 0,99 \sqrt[3]{p^2 T_1} (1 + 1,24 W_p) (T_1 - T_2) F, \text{ Kcal/h} \quad (1)$$

în care :

T_1 este temperatura gazelor, °K ;

T_2 — temperatura peretelui prin care se face transmiterea căldurii, °K ;

F — suprafața de transmitere a căldurii, m² ;

p — presiunea gazelor în timpul arderii, kgf/m² ;

W_p — viteza medie a pistonului, m/s.

În această relație, primul membru reprezintă căldura transmisă prin radiație :

$$Q_{rad} = 0,362 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F, \text{ Kcal/h} \quad (2)$$

iar cel de al doilea reprezintă transmisia de căldură prin contact :

$$Q_{cont} = 0,99 \sqrt[3]{p^2 T_1} (1 + 1,24 W_p) (T_1 - T_2) F, \text{ Kcal/h} \quad (3)$$

unde :

$$\mathcal{L}_1 = 0,99 \sqrt[3]{p^2 T_1} (1 + 1,24 W_p), \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{grad} \quad (4)$$

este coeficientul transmisiei de căldură prin contact.

În relația pentru determinarea acestui coeficient (4) primul membru caracterizează schimbul de căldură prin contact, la viteza gazelor în raport cu pereții cilindrului egală cu zero, iar al doilea membru ia în considerare intensificarea transferului de căldură datorită turbulenței gazelor de ardere.

În realitate, rezultatele obținute prin aplicarea formulei lui Nusselt la motoarele moderne de automobil nu corespund cu datele experimentale fiind de aproximativ 2—3 ori mai mari decît acestea. Din această cauză relația lui Nusselt (1) a fost supusă la multe corecturi, care se referă în special la transmisia de căldură datorită curgerii turbulente a gazelor.

Una din ele, cea a lui N. R. Briling [2] constă în aceea că termenul care ia în considerare influența turbulenței gazelor asupra transmisiei de căldură este $B = 0,185 W_p$ în loc de $B = 1,24 W_p$ și relația generală are forma :

$$Q_{gaze} = 0,362 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F + \\ + 0,99 \sqrt[3]{p^2 T_1} (1 + 0,185 W_p) (T_1 - T_2) F, \text{ Kcal/h} \quad (5)$$

în care :

$$\mathcal{L}_1 = 0,99 \sqrt[3]{p^2 T_1} (1 + 0,185 W_p), \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{grad} \quad (6)$$

este coeficientul transmisiei de căldură prin contact.

Nici corectura lui Briling nu permite să se determine transmisia de căldură cu suficientă exactitate pentru motoarele rapide, deoarece experiențele au fost efectuate pe un motor staționar cu aprindere prin compresiune și cu turație redusă a cărui construcție și parametri funcționali se deosebesc mult de cei ai motoarelor actuale.

Rezultatele obținute prin utilizarea relației propuse de Briling la motoarele cu aprindere prin scinteie nu corespund cu datele experimentale fiind mult mai mici.

Problema transmisiei de căldură în motoarele cu ardere internă a fost studiată și de alți cercetători, care au propus diferite relații pentru determinarea coeficientului transmisiei de căldură prin contact.

Astfel, G. Eichelberg [3] pe baza unor experiențe efectuate pe motoare utilizate în marină a propus următoarea relație :

$$\mathcal{L}_1 = 2,1 \sqrt[3]{W_p} \cdot \sqrt{p T_1}, \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{grad} \quad (7)$$

Alt cercetător, Iaklich S. [4] a propus formula :

$$\mathcal{L}_1 = 0,0224 \cdot 288,3^n p^n T_1^{1-n} (1 + 1,24 W_p), \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{grad} \quad (8)$$

unde $n = 0,9 - 0,44$ este un exponent care depinde de temperatura gazelor, care în timpul funcționării motorului se poate schimba de la 273°K la 3000°K .

În sfârșit, Janeway R. N. [5] a propus relația :

$$\mathcal{L}_1 = a(n\eta_v)^{0,526}, \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{grad} \quad (9)$$

în care :

a este o constantă experimentală

n — turația motorului

η_v — coeficientul de umplere al motorului.

Analizînd expresiile pentru determinarea transmisiei de căldură în motoarele cu ardere internă (1, 3, 5, 7, 8) se poate observa că în toate cazurile cantitatea de căldură transmisă pereților cilindrilor datorită curgerii turbulente a gazelor de ardere este exprimată în funcție de viteza medie a pistonului W_p .

Utilizarea acestor relații este limitată la cazurile funcționării motorului numai pe caracteristica externă la care rezultatele obținute sînt apropiate de cele experimentale. La calculul transmisiei de căldură în motorul cu aprindere prin scînteie, care funcționează la sarcini parțiale și cu turație constantă, formulele arătate mai sus conduc la rezultate mult diferite de cele obținute pe cale experimentală.

Termenii relațiilor considerate, care se referă la transmiterea căldurii prin radiație și prin contact (atunci cînd viteza gazelor în raport cu pereții cilindrilor este egală cu zero) dau o exactitate suficientă pentru calcule și nu pot duce la erori considerabile față de rezultatele experimentale. Însă, termenul care ia în considerare intensificarea transferului de căldură datorită turbulenței gazelor de ardere, exprimat în funcție de viteza medie a pistonului provoacă îndoială, deoarece turbulența gazelor nu poate fi determinată numai la viteza pistonului.

Spre exemplu, la funcționarea motorului cu turație constantă, dar cu deplasări diferite ale supapelor de admisie, viteza gazelor care intră în cilindru este diferită. Aceasta, fără îndoială, influențează asupra intensității turbulenței amestecului de gaze nu numai în timpul admisiei și compresiei ci și în timpul arderii și destinderii, cînd transmisia de căldură este maximă. Marea majoritate a timpului, motorul de automobil funcționează la sarcini parțiale, ceea ce face ca viteza de scurgere a gazelor proaspete să fie variabilă chiar dacă viteza medie a pistonului este constantă.

Din aceste motive pare mai logică ipoteza că turbulența gazelor proaspete în cilindrul motorului de automobil este funcție de viteza amestecului în orificiul supapei de admisie W_a , deoarece aceasta condiționează nemijlocit turbulența inițială a gazelor, care se păstrează și în timpul celorlalte procese din cilindru. Totodată trebuie avut în vedere faptul că în condiții egale, viteza amestecului este proporțională cu viteza pistonului.

Introducerea vitezei amestecului W_a în ecuația (1), în locul vitezei medii a pistonului W_p , permite o redare mai exactă a fenomenelor fizice legate de transmiterea căldurii de la gazele arse la pereții cilindrului.

Determinarea mărimilor necesare creșterii exactității calculului transmisie de căldură în motoarele cu aprindere prin scînteie poate fi făcută după metoda propusă de I. M. Lenin [6]. Conform acestei metode viteza amestecului în orificiul supapei de admisie W_a poate fi determinată cu suficientă exactitate prin împărțirea volumului gazelor proaspete ce trec prin orificiu în timpul unui ciclu V_g la secțiunea-timp corespunzătoare unui unghi al manivelei de 180° $\int_0^{180} f \cdot dt$:

$$W_a = \frac{V_g}{\int_0^{180} f \cdot dt}, \text{ m/s} \quad (10)$$

Volumul gazelor proaspete admise în motor V_g este egal cu diferența dintre volumul total al cilindrului V_a și volumul gazelor arse rămase în cilindru V_r'' la sfârșitul admisiei, care poate fi determinat cu ajutorul relației :

$$V_r'' = \frac{p_r \cdot T_a}{p_a \cdot T_r} \cdot V_r = \delta V_r, \quad (11)$$

unde V_r este volumul gazelor reziduale la începutul admisiei

δ — coeficient, care ia în considerare creșterea volumului gazelor proaspete, ca urmare a micșorării volumului gazelor arse rămase în cilindru în timpul admisiei.

p_r — presiunea gazelor arse rămase în cilindru

T_r — temperatura gazelor arse rămase în cilindru.

Utilizînd relația obținută se poate scrie :

$$V_g = V_a - \delta V_r = V_h' + V_r(1 - \delta) \quad (12)$$

sau :

$$V_g = \frac{\Sigma - \delta}{\Sigma - 1} V_h' \quad (13)$$

unde : V_h' este volumul unui cilindru.

Calcululele arată, că valoarea coeficientului δ la funcționarea motorului pe caracteristica externă se schimbă în limite destul de restrînse (de la 0,33 pînă la 0,43) dar la funcționarea cu sarcini parțiale aceste limite se lărgesc considerabil (de la 0,36 la 0,8).

Pe măsura micșorării sarcinii la turație constantă creșterea volumului amestecului de gaze proaspete datorită răcirii gazelor arse rămase în cilindru va fi mai redusă, ceea ce desigur, duce la micșorarea vitezei în orificiul supapei de admisie.

Secțiunea-timp la deschiderea supapei, corespunzătoare unui unghi de rotație 180° a arborelui cotit, la o turație n și o suprafață de trecere a gazelor f , se poate determina din relația :

$$\int_0^{180} f \cdot dt = f \frac{60}{n} : \frac{Q}{360} = f \frac{30}{n} \quad (14)$$

unde $Q = 180^\circ$ — unghiul corespunzător deschiderii supapei de admisie.

Introducînd relațiile obținute în exprsia (10) și notînd

cu $\xi = \frac{\Sigma - \delta}{\Sigma - 1}$, obținem :

$$V_a = \frac{V_h \cdot \xi \cdot n}{f \cdot 30} = \frac{\xi \cdot n}{\frac{f}{V_h'} \cdot 30}, \text{ m/s} \quad (15)$$

Raportul $\frac{f}{v_h' \cdot n_c}$ pentru motorul românesc SR-211, care a fost obiectul încercărilor efectuate, este egal cu $3,73 \text{ cm}^2/1.100 \text{ rot/min}$.

În acest caz, relația pentru determinarea vitezei amestecului de gaze proaspete este :

$$V_a = 0,0248 \xi n, \text{ m/s} \quad (16)$$

Analizînd această ultimă expresie, se observă că viteza amestecului în orificiul supapei de admisie este determinată nu numai de regimul de funcționare a motorului, ci și de mărimea coeficientului, care caracterizează creșterea volumului gazelor proaspete datorită răcirii gazelor arse rămase în cilindru.

Utilizînd datele calculului termic, pentru motorul SR-211 se poate determina variația vitezei amestecului în orificiul supapei de admisie la funcționarea pe caracteristica externă și pe caracteristica de sarcină. Rezultatele obținute sînt trecute în tabelele 1 și 2.

Caracteristica externă (100% sarcină)

Tabelul 1

n rot/min	1400	2200	3000	3600
P_r Kgf/cm ²	1,02	1,05	1,08	1,12
T_r °K	1050	1100	1150	1200
P_a Kgf/cm ²	0,92	0,90	0,87	0,82
T_a °K	345	350	355	360
δ	0,33	0,36	0,39	0,43
ξ	1,12	1,11	1,105	1,1
W_a m/s	39	60,5	82,2	98
W_p m/s	3,97	6,23	8,5	10,2

Caracteristica de sarcină (n = 2200 rot/min)

Tabelul 2

Sarcina	100%	75%	50%
P_r kgf/cm ²	1,05	1,04	1,03
T_r °K	1100	1080	1040
P_a kgf/cm ²	0,9	0,86	0,69
T_a °K	350	375	395
δ	0,36	0,55	0,8
ξ	1,11	1,08	1,035
W_a m/s	60,5	59	56,5
W_p m/s	6,23	6,23	6,23

Cu ajutorul datelor trecute în tabelele 1 și 2 s-au trasat caracteristicile din figurile 1 și 2, care reprezintă variația vitezei amestecului și pistonului funcție de turația și sarcina motorului.

Analizînd aceste caracteristici se observă că la funcționarea motorului cu sarcină plină și turații diferite, viteza amestecului este proporțională cu viteza pistonului (fig. 1), dar la funcționarea motorului la

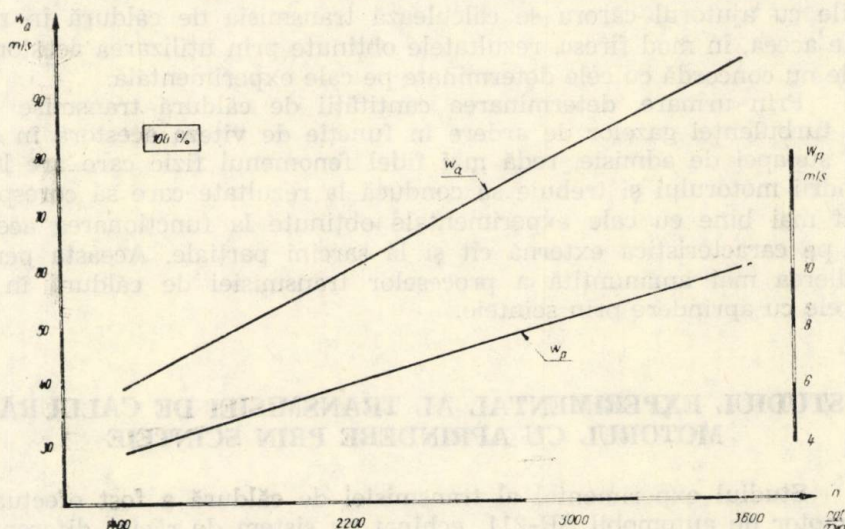


Fig. 1. Viteza amestecului la diferite turații ale motorului.

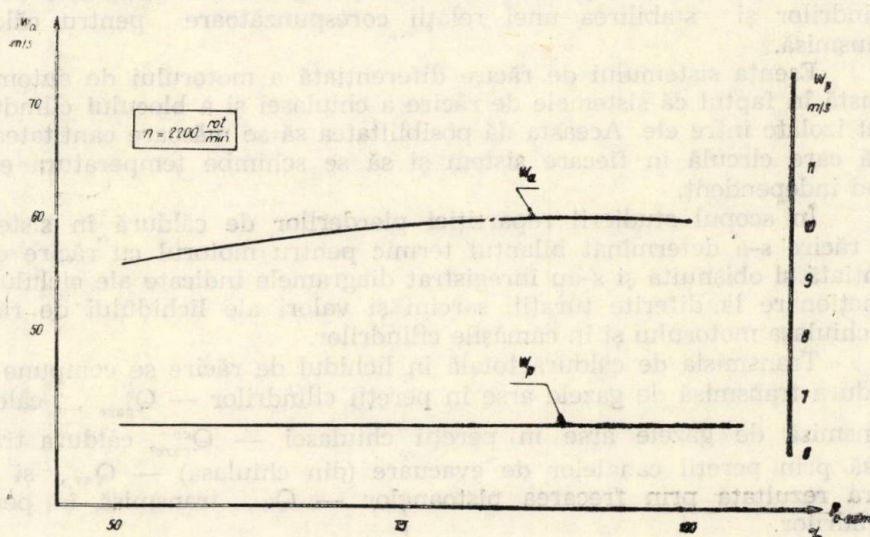


Fig. 2. Viteza amestecului la diferite sarcini ale motorului.

turația constantă și sarcini parțiale (cazul cel mai frecvent la motorul de automobil), viteza amestecului în orificiul supapei de admisie se micșo-

rează o dată cu reducerea sarcinii. Rezultatele calculului arată că la micșorarea sarcinii de la 100% la 50%, viteza amestecului se reduce cu 6,5% în timp ce viteza pistonului rămâne constantă.

Această situație nu a fost luată în considerare la nici una din relațiile cu ajutorul cărora se calculează transmisia de căldură în motor și de aceea, în mod firesc, rezultatele obținute prin utilizarea acestor formule nu concordă cu cele determinate pe cale experimentală.

Prin urmare, determinarea cantității de căldură transmise datorită turbulenței gazelor de ardere în funcție de viteza acestora în orificiul supapei de admisie, redă mai fidel fenomenul fizic care are loc în cilindrul motorului și trebuie să conducă la rezultate care să corespundă mult mai bine cu cele experimentale obținute la funcționarea acestuia atît pe caracteristica externă cît și la sarcini parțiale. Aceasta permite studierea mai amănunțită a proceselor transmisiei de căldură în motoarele cu aprindere prin scînteie.

2. STUDIUL EXPERIMENTAL AL TRANSMISIEI DE CALDURĂ ÎN MOTORUL CU APRINDERE PRIN SCÎNTEIE

Studiul experimental al transmisiei de căldură a fost efectuat pe un motor de automobil SR-211, echipat cu sistem de răcire diferențiată, care permite o analiză temeinică a pierderilor în apa de răcire, o determinare mai exactă a repartizării acestor pierderi între chiulasă și blocul cilindrilor și stabilirea unei relații corespunzătoare pentru căldura transmisă.

Esența sistemului de răcire diferențiată a motorului de automobil constă în faptul că sistemele de răcire a chiulasei și a blocului cilindrilor sînt izolate între ele. Aceasta dă posibilitatea să se măsoare cantitatea de apă care circulă în fiecare sistem și să se schimbe temperatura ei în mod independent.

În scopul studierii repartiției pierderilor de căldură în sistemul de răcire s-a determinat bilanțul termic pentru motorul cu răcire diferențiată și obișnuită și s-au înregistrat diagramele indicate ale ciclului de funcționare la diferite turații, sarcini și valori ale lichidului de răcire în chiulasa motorului și în cămășile cilindrilor.

Transmisia de căldură totală în lichidul de răcire se compune din căldura transmisă de gazele arse în pereții cilindrilor — Q_{gaze}^b , căldura transmisă de gazele arse în pereții chiulasei — Q_{gaze}^{ch} , căldura transmisă prin pereții canalelor de evacuare (din chiulasă) — Q_{ev} , și căldura rezultată prin frecarea pistoanelor — Q_{fr} , transmisă în pereții cilindrilor.

$$Q_t = Q_{gaze}^b + Q_{gaze}^{ch} + Q_{ev} + Q_{fr}, \text{ Kcal/h} \quad (17)$$

Căldura care se transmite de către gaze în pereții camerei de ardere și ai cilindrului constă din căldura transmisă prin radiația Q_{rad} ,

prin contact Q_{cont} și transmisia de căldură datorită curgerii turbulente a gazelor Q_{turb} :

$$Q_{\text{gaze}} = Q_{\text{rad}} + Q_{\text{cont}} + Q_{\text{turb}}, \text{ Kcal/h} \quad (18)$$

Înlocuind această expresie în relația 17 se obține:

$$Q_t = Q_{\text{rad}} + Q_{\text{cont}} + Q_{\text{turb}} + Q_{\text{ev}} + Q_{\text{fr}}, \text{ Kcal/h} \quad (19)$$

De aici se poate determina transmisia de căldură datorită turbulenței gazelor:

$$Q_{\text{turb}} = Q_t - Q_{\text{rad}} - Q_{\text{cont}} - Q_{\text{ev}} - Q_{\text{fr}}, \text{ Kcal/h} \quad (20)$$

Pentru a obține o exactitate mai mare, se poate analiza transmisia de căldură separat pentru chiulasă și pentru blocul cilindrilor:

$$Q_{\text{turb}}^{\text{ch}} = Q_t^{\text{ch}} - Q_{\text{rad}}^{\text{ch}} - Q_{\text{cont}}^{\text{ch}} - Q_{\text{ev}}, \text{ Kcal/h} \quad (21)$$

$$Q_{\text{turb}}^{\text{b}} = Q_t^{\text{b}} - Q_{\text{rad}}^{\text{b}} - Q_{\text{cont}}^{\text{b}} - Q_{\text{fr}}, \text{ Kcal/h} \quad (22)$$

Căldura transmisă prin radiație și contact, se determină cu ajutorul relațiilor lui Nusselt (2 și 3) utilizând datele diagramelor indicate înregistrate la încercarea motorului.

Cantitatea de căldură cedată de gazele arse prin pereții canalelor de evacuare din chiulasă se determină făcând diferența dintre căldurile totale ale gazelor la intrarea și ieșirea din aceste canale:

$$Q_{\text{ev}} = M_{\text{ga}} - mc_p(t_1 - t_2) \text{ Kcal/h} \quad (23)$$

în care:

M_{ga} este numărul de moli de gaze arse ce trec prin canalele de evacuare în timp de o oră, Kmol/h;

mc_p — căldura specifică medie a gazelor arse în intervalul de temperaturi $t_1 - t_2$, Kcal/Kmol °C;

t_1 — temperatura gazelor arse în dreptul supapei de evacuare, °C;

t_2 — temperatura gazelor arse la ieșirea din canalul de evacuare, °C.

Căldura rezultată prin frecarea pistoanelor și transmisă în pereții cilindrilor se determină cu ajutorul relației lui Vrrilling (2):

$$Q_{\text{fr}} = 0,35 \cdot 632 p_{\text{fr}}, \text{ Kcal/h} \quad (24)$$

unde:

$$p_{\text{fr}} = (0,55 \div 0,60) p_{\text{mec}}, \text{ CP} \quad (25)$$

în care:

p_{mec} este puterea pierdută la învingerea rezistențelor mecanice în motor.

Transmisia de căldură totală pentru chiulasă Q_t^{ch} și pentru bloc Q_t^{b} se determină pe cale experimentală.

Studiul transmiterii căldurii prin metoda arătată mai sus, utilizând datele obținute prin calcul și pe cale experimentală, a permis stabilirea dependenței dintre căldura transmisă datorită turbulenței gazelor și viteza acestora în orificiul supapei de admisie.

Cantitatea de căldură transmisă, datorită curgerii turbulente a gazelor este determinată de raportul $B = \frac{Q_{\text{turb}}}{Q_{\text{cont}}}$, care prin analogie cu transmisia de căldură de la un fluid aflat în mișcare, poate fi exprimat ca :

$$B = A_a \cdot W_a \quad (26)$$

în care :

B este raportul dintre căldura transmisă datorită turbulenței gazelor W_a — viteza amestecului în orificiul supapei de admisie

$A_a = \frac{B}{W_a}$ — coeficient care se determină pe cale experimentală și al cărui sens fizic constă în faptul că ia în considerare variația transmisiei de căldură în funcție de condițiile de curgere a gazelor și de temperatura lor.

Datorită utilizării sistemului de răcire diferențiată, se poate determina valoarea coeficientului A_a separat pentru camera de ardere, pentru cilindru și valoarea lui sumară pentru răcirea obișnuită, ceea ce în ultimă instanță permite efectuarea unor calcule mai exacte cu privire la transmisia de căldură în motoarele moderne de automobil, cu aprindere prin scînteie.

Cantitatea totală de căldură transmisă lichidului de răcire se compune din căldura de la gazele arse — Q_{gaze} transmisă prin pereții camerei de ardere și ai cilindrului, căldura provenită din frecarea pistoanelor — C și transmisă în pereții cilindrului și căldura transmisă de gazele arse prin pereții canalelor de evacuare — Q_{ev} .

$$Q_t = Q_{\text{gaze}} + Q_{\text{ev}} + Q_{\text{fr}}, \text{ Kcal/h} \quad (27)$$

Pentru a stabili repartitia pierderilor de căldură în lichidul de răcire, trebuie determinat fiecare membru al acestei ecuații în parte, conform metodicei descrise mai sus.

Cantitatea de căldură rezultată prin frecarea pistoanelor — Q_{fr} la diferite turații ale motorului SR-211 este reprezentată în figura 3.

Conform acestui grafic, cantitatea de căldură rezultată din frecarea pistoanelor și transmisă lichidului de răcire crește rapid o dată cu mărirea turației arborelui cotit al motorului, ceea ce se explică prin faptul că la turații mai mari crește și puterea pierdută la învingerea rezistențelor mecanice în motor. În raport cu pierderile totale în lichidul de răcire, cantitatea de căldură rezultată din frecarea pistoanelor și transmisă pereților cilindrului constituie în medie 70%.

Cantitatea de căldură transmisă de gazele arse în pereții canalelor de evacuare, funcție de turația motorului este reprezentată în figura 4.

Conform graficului din această figură rezultă că pe măsură ce crește turația motorului, crește și cantitatea absolută de căldură trans-

misă de gaze în pereții canalelor de evacuare ca urmare a măririi cantității de gaze arse, evacuate din cilindru în unitatea de timp și a ridicării temperaturii lor. Raportate la transmisia totală de căldură în sistemul

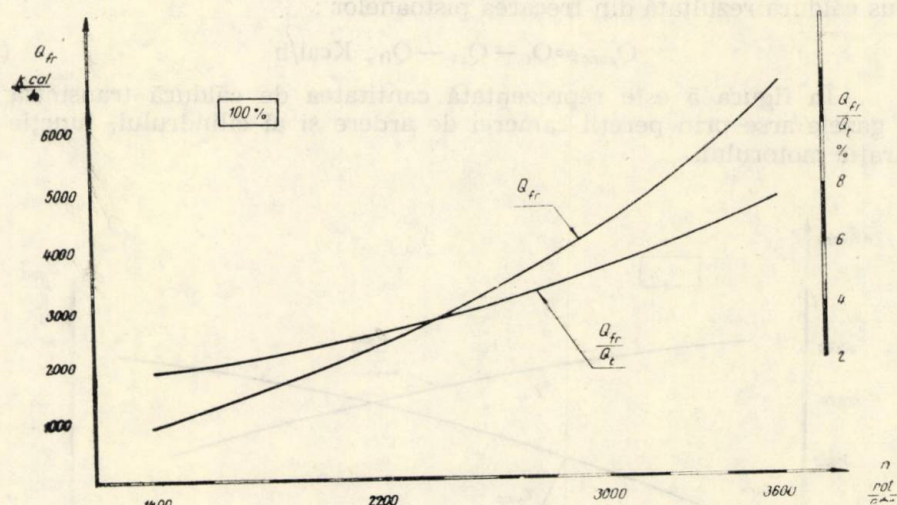


Fig. 3. Căldura rezultată din frecarea pistoanelor și transmisă sistemului de răcire.

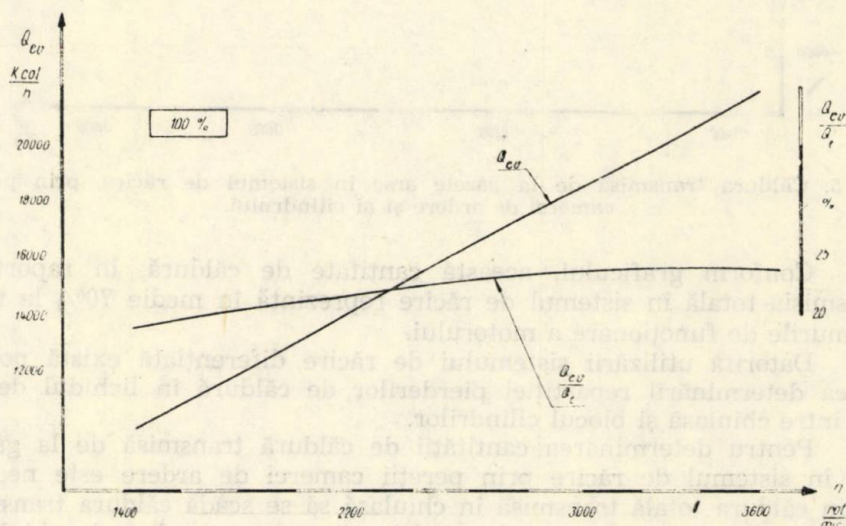


Fig. 4. Căldura transmisă de gazele arse în pereții canalelor de evacuare.

de răcire, pierderile prin pereții canalelor de evacuare (din chiulasă) constituie în medie 23%.

Cantitatea de căldură transmisă în sistemul de răcire de la gazele arse prin pereții camerei de ardere și ai cilindrului, poate fi determinată ca diferența dintre cantitatea de căldură totală pierdută în lichidul de răcire și cantitatea de căldură transmisă în pereții canalelor de evacuare plus căldura rezultată din frecarea pistoanelor :

$$Q_{gaze} = Q_t - Q_{ev} - Q_{fr}, \text{ Kcal/h} \quad (28)$$

În figura 5 este reprezentată cantitatea de căldură transmisă de la gazele arse prin pereții camerei de ardere și ai cilindrului, funcție de turația motorului.

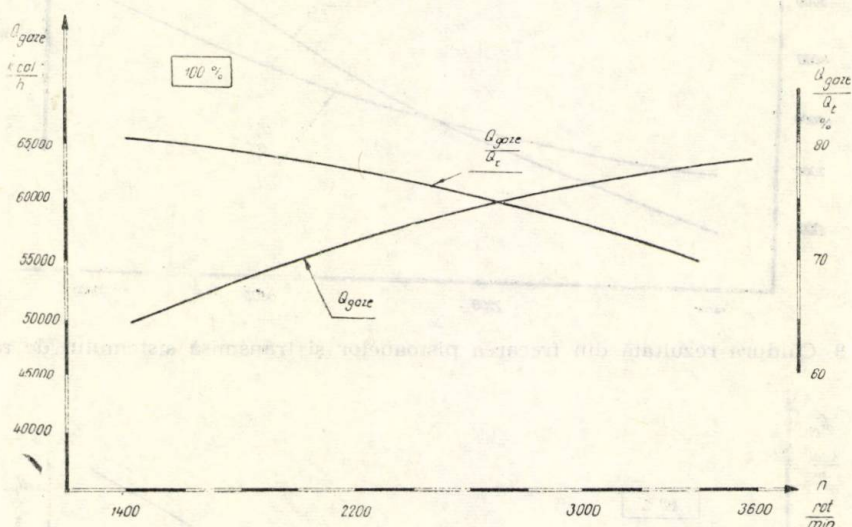


Fig. 5. Căldura transmisă de la gazele arse în sistemul de răcire, prin pereții camerei de ardere și ai cilindrului.

Conform graficului, această cantitate de căldură, în raport cu transmisia totală în sistemul de răcire reprezintă în medie 70% la toate regimurile de funcționare a motorului.

Datorită utilizării sistemului de răcire diferențiată există posibilitatea determinării repartitiei pierderilor de căldură în lichidul de răcire între chiulasă și blocul cilindrului.

Pentru determinarea cantității de căldură transmisă de la gazele arse în sistemul de răcire prin pereții camerei de ardere este necesar ca din căldura totală transmisă în chiulasă să se scadă căldura transmisă lichidului de răcire prin pereții canalelor de evacuare aflate în chiulasă :

$$Q_{gaze}^{ch} = Q_t^{ch} - Q_{ev}, \text{ Kcal/h} \quad (29)$$

Cantitatea de căldură transmisă lichidului de răcire de la gazele arse prin pereții cilindrului se determină prin scăderea cantității de căl-

dură transmisă ca urmare a frecării pistoanelor din căldura totală transmisă în sistemul de răcire a blocului cilindrilor :

$$Q_{gaze}^b = Q_t^b - Q_{fr}, \text{ Kcal/h} \quad (30)$$

Rezultatele determinării transmisiei de căldură la sarcina plină a motorului și diferite turații sînt prezentate în figura 6 pentru camera de ardere și cilindru împreună, în figura 7 pentru camera de ardere separat și în figura 8 numai pentru cilindru.

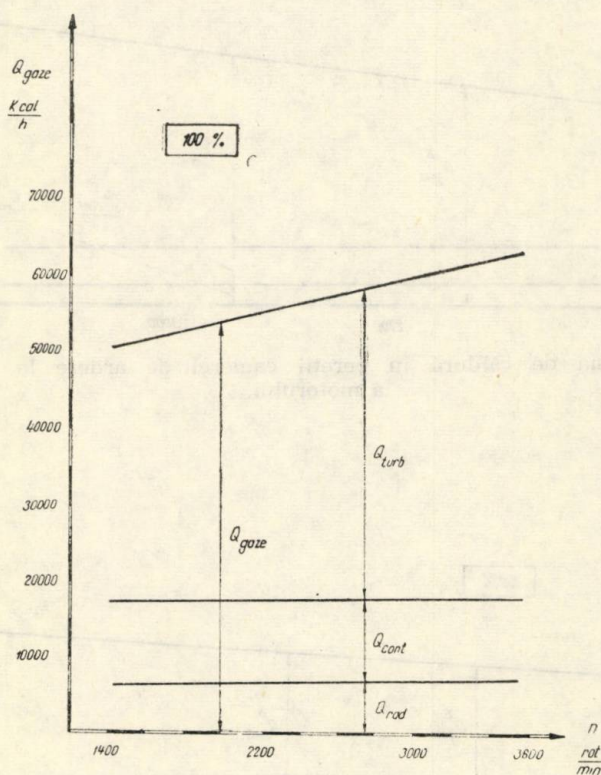


Fig. 6. Transmisia de căldură în pereții camerei de ardere și ai cilindrului la sarcina plină a motorului.

Datele din aceste grafice arată că transmisia de căldură prin radiație și contact, practic aproape nu depinde de turația motorului și rămîne aproximativ constantă în tot diapazonul de turații al motorului, în timp ce transmisia de căldură datorită turbulenței gazelor este puternic influențată de turația motorului și de viteza amestecului în orificiul supapei de admisie.

Așa de exemplu, pentru motorul cu răcire obișnuită la funcționarea cu sarcină plină pe caracteristică externă, variația cantității de

căldură transmisă datorită turbulenței gazelor prin schimbarea turăției motorului de la $n = 1400$ rot/min la $n = 3600$ rot/min, constituie 37,50%.

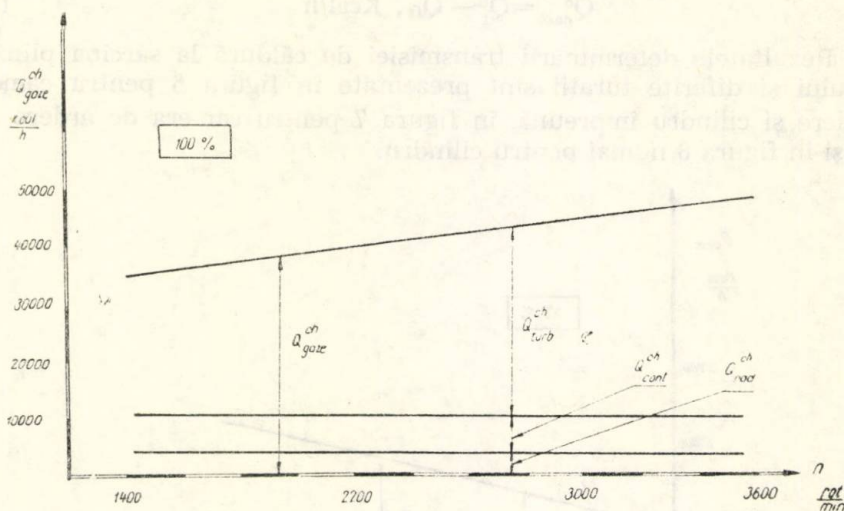


Fig. 7. Transmisia de căldură în pereții camerei de ardere la sarcina plină a motorului.

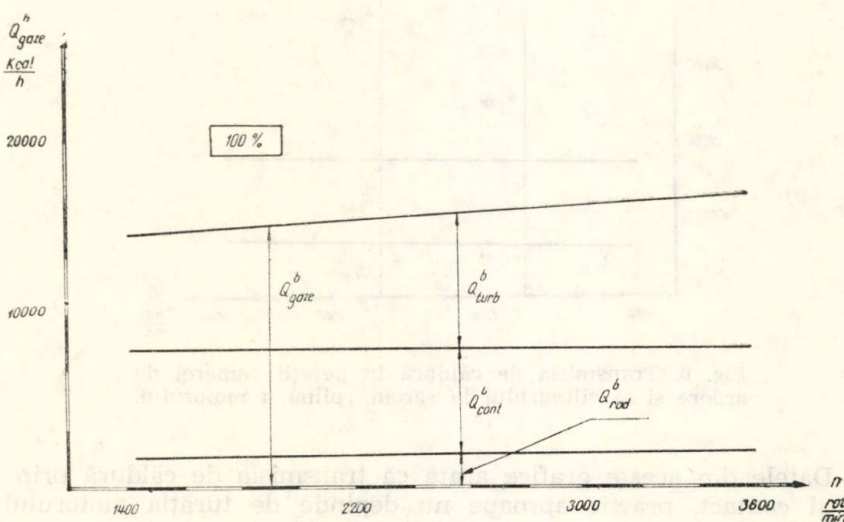


Fig. 8. Transmisia de căldură în pereții cilindrului la sarcina plină a motorului.

În afară de aceasta, trebuie subliniat și faptul că valorile componentelor transmisiei de căldură de la gazele arse în lichidul de răcire sînt extrem de diferite. Pentru același caz, căldura transmisă prin radiație constituie

în medie 10%, căldura transmisă prin contact 20%, iar căldura transmisă datorită turbulenței gazelor reprezintă 70% din căldura transmisă sistemului de răcire de la gazele arse.

Aceeași situație se observă și la transmisia de căldură în motorul cu răcire diferențiată, cu precizarea că turbulența influențează mai mult asupra transmisiei de căldură în pereții camerei de ardere decât în cei ai cilindrului, deoarece temperatura gazelor arse în camera de ardere este mai ridicată decât în cilindru, iar turbulența gazelor de asemenea este mai intensă în camera de ardere decât în cilindru.

Într-adevăr, cantitatea de căldură transmisă sistemului de răcire a chiulasei ca urmare a turbulenței gazelor reprezintă aproape 75% din căldura transmisă de gaze în chiulasă, în timp ce cantitatea de căldură transmisă sistemului de răcire a blocului cilindrului reprezintă în medie numai 47% din căldura transmisă de gaze în pereții cilindrului.

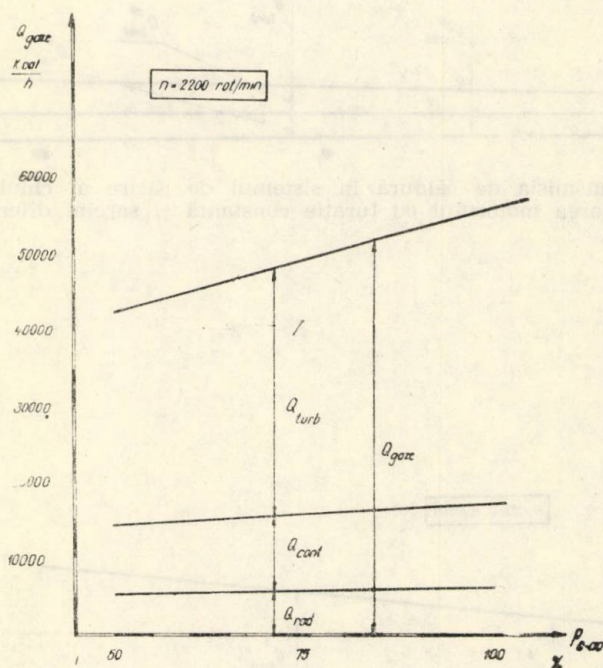


Fig. 9. Transmisia de căldură în sistemul de răcire obișnuit la funcționarea motorului cu turația constantă și sarcini diferite.

Pentru motorul de automobil cu aprindere prin scînteie regimul de funcționare caracteristic este cel al sarcinilor parțiale care este însoțit de o sensibilă schimbare a transmisiei de căldură în lichidul de răcire.

În figura 9 este reprezentată transmisia de căldură pentru motorul cu răcire obișnuită (camera de ardere împreună cu cilindru) la funcționarea cu turație constantă ($n = 2200$ rot/min) și sarcini diferite.

În figurile 10 și 11 este reprezentată transmisia de căldură pentru motorul cu răcire diferențiată (camera de ardere separat și cilindru se-

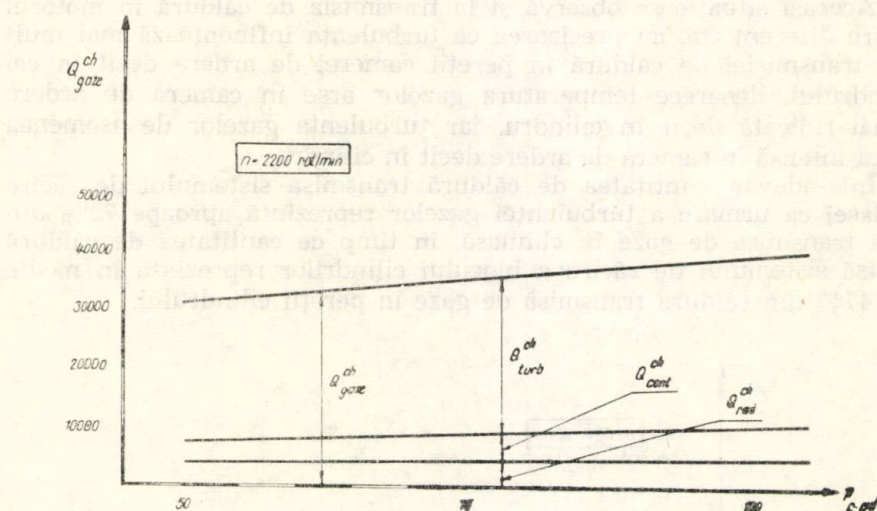


Fig. 10. Transmisia de căldură în sistemul de răcire al chiulasei la funcționarea motorului cu turație constantă și sarcini diferite.

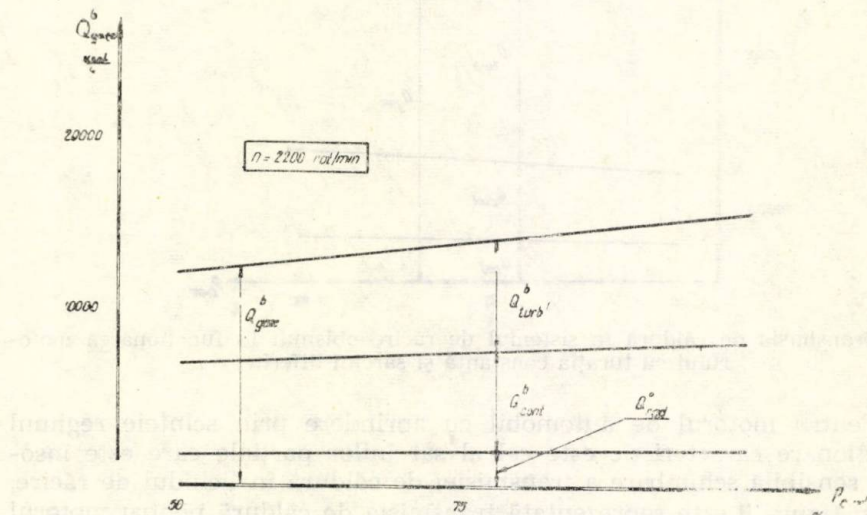


Fig. 11. Transmisia de căldură în sistemul de răcire al blocului cilindrului la funcționarea motorului cu turație constantă și sarcini diferite.

parat) la funcționarea cu turație constantă ($n = 2200$ rot/min) și sarcini diferite.

Conform acestor grafice rezultă că și în acest caz transmisia de căldură prin radiație și contact variază puțin cu schimbarea sarcinii motorului în timp ce transmisia de căldură datorită turbulenței gazelor este puternic influențată de sarcina motorului. Așa de exemplu, la schimbarea sarcinii motorului de la 50% la 100% cantitatea de căldură transmisă ca urmare a creșterii turbulenței gazelor se mărește cu 28% în timp ce celelalte componente se schimbă foarte puțin. Prin urmare, regimul sarcinilor parțiale influențează mult pierderile de căldură în sistemul de răcire.

Răcire obișnuită

Sarcină plină — 100%

Tabelul 3

n rot/min	Căldura transmisă în lichidul de răcire de la gazele arse, %	Căldura transmisă datorită turbulenței gazelor, %	Căldura transmisă prin contact %	Căldura transmisă prin radiație, %
1400	100	61	27,2	11,8
2200	100	69,5	20,2	10,3
3000	100	74	16,6	9,4
3600	100	76,5	14,6	8,9

$n = 2200$ rot/min

Tabelul 4

Sarcina	Căldura transmisă în lichidul de răcire de la gazele arse, %	Căldura transmisă datorită turbulenței gazelor, %	Căldura transmisă prin contact %	Căldura transmisă prin radiație, %
100%	100	69,5	20,2	10,3
75%	100	68	20,6	11,4
50%	100	66	21,4	12,6

Răcire diferențiată Chiulasa

Sarcină plină — 100%

Tabelul 5

n rot/min	Căldura transmisă în lichidul de răcire de la gazele arse, %	Căldura transmisă datorită turbulenței gazelor, %	Căldura transmisă prin contact %	Căldura transmisă prin radiație, %
1400	100	66,5	18,7	14,8
2200	100	74,8	13,8	11,4
3000	100	78,5	11,0	10,5
3600	100	80,5	9,5	10,0

n = 2200 rot/min

Tabelul 6

Sarcina	Căldura transmisă în lichidul de răcire de la gazele arse, %	Căldura transmisă datorită turbulenței gazelor, %	Căldura transmisă prin contact, %	Căldura transmisă prin radiație, %
100%	100	74,8	13,8	11,4
75%	100	74,0	14,2	12,4
50%	100	73,8	14,3	12,4

Blocul cilindrilor

Sarcină plină — 100%

Tabelul 7

n rot/min	Căldura transmisă în lichidul de răcire de la gazele arse, %	Căldura transmisă datorită turbulenței gazelor, %	Căldura transmisă prin contact, %	Căldura transmisă prin radiație, %
1400	100	42,0	41,5	16,5
2200	100	47,0	38,5	14,5
3000	100	52,6	33,5	13,9
3600	100	55,5	31,5	13,0

n = 2200 rot/min

Tabelul 8

Sarcina	Căldura transmisă în lichidul de răcire de la gazele arse, %	Căldura transmisă datorită turbulenței gazelor, %	Căldura transmisă prin contact, %	Căldura transmisă prin radiație, %
100%	100	47,0	38,5	14,5
75%	100	47,0	37,5	15,5
50%	100	46,5	38,2	15,3

Răcire obișnuită

Sarcină plină — 100%

Tabelul 9

n rot/min	W _a m/s	Q _{gaze} Kcal/h	Q _{turb} Kcal/h	Q _{cont} Kcal/h	Q _{rad} Kcal/h	B	A _a
1400	39,0	49300	30000	13400	5900	2,28	0,058
2200	60,5	56900	39500	11500	5900	3,44	0,057
3000	82,2	61400	45300	10200	5900	4,45	0,054
3600	98,0	63700	48700	9300	5700	5,2	0,053

$n = 2200 \text{ rot/ min}$

Tabelul 10

Sarcina	W_a m/s	Q_{gaze} Kcal/h	Q_{turb} Kcal/h	Q_{cont} Kcal/h	Q_{rad} Kcal/h	B	A_a
100%	60,5	56900	39500	11500	5900	3,44	0,057
75%	59,0	50600	34400	10400	5800	3,30	0,056
50%	56,5	43000	28400	9200	5400	3,08	0,054

Răcire diferențiată Chiulasa

Sarcină plină — 100%

Tabelul 11

n rot/min	W_a m/s	Q_{gaze}^{ch} Kcal/h	Q_{turb}^{ch} Kcal/h	Q_{cont}^{ch} Kcal/h	Q_{rad}^{ch} Kcal/h	B^{ch}	A_a^{ch}
1400	39,0	35300	23500	6600	5200	3,55	0,091
2200	60,5	41300	30900	5700	4700	5,4	0,089
3000	82,2	44700	35100	4900	4700	7,2	0,088
3600	98,0	47500	38300	4500	4700	8,43	0,086

$n = 2200 \text{ rot/ min}$

Tabelul 12

Sarcina	W_a m/s	Q_{gaze}^{ch} Kcal/h	Q_{turb}^{ch} Kcal/h	Q_{cont}^{ch} Kcal/h	Q_{rad}^{ch} Kcal/h	B^{ch}	A_a^{ch}
100%	60,5	41300	30900	5700	4700	5,4	0,089
75%	59,0	36000	26450	5100	4450	5,2	0,088
50%	56,5	31500	23100	4500	3900	5,19	0,092

Blocul cilindrilor

Sarcină plină — 100%

Tabelul 13

n rot/min	W_a m/s	Q_{gaze}^b Kcal/h	Q_{turb}^b Kcal/h	Q_{cont}^b Kcal/h	Q_{rad}^b Kcal/h	B^b	A_a^b
1400	39,0	14000	5900	5800	2300	1,02	0,026
2200	60,5	15600	7300	6000	2300	1,21	0,020
3000	82,2	16700	8800	5600	2300	1,56	0,019
3600	98,0	16200	9000	5100	2100	1,77	0,018

Sarcina	W_a m/s	Q_{gaze}^b Kcal/h	Q_{turb}^b Kcal/h	Q_{cont}^b Kcal/h	Q_{rad}^b Kcal/h	B^b	A_a^b
100%	60,5	15600	7300	6000	2300	1,21	0,020
75%	69,0	14130	6650	5300	2180	1,24	0,021
50%	56,5	12300	5700	4700	1900	1,23	0,0218

Pe baza celor arătate mai sus și a datelor experimentale trecute în tabelele 3—8 se poate afirma că turbulența gazelor este factorul principal care determină transmisia de căldură în lichidul de răcire.

Rezultatele studiului experimental al transmisiei de căldură în motorul SR-211 cu aprindere prin scînteie, echipat cu răcire obișnuită și cu răcire diferențiată, sînt trecute în tabelele 9—14.

Utilizînd aceste date, s-au determinat coeficienții B și A_a separat pentru camera de ardere, cilindru și împreună pentru sistemul de răcire obișnuită, ale căror valori sînt reprezentate în figura 12.

Analizînd datele trecute în tabelele 9—14 se observă că valorile coeficientului A_a sînt aproximativ aceleași atît la funcționarea motorului pe caracteristica externă cît și pe caracteristica de sarcină. Aceasta confirmă justetea presupunerii inițiale, conform căreia transmisia de căldură în motorul cu aprindere prin scînteie este influențată nu numai de viteza pistonului, ci mai ales de viteza amestecului în orificiul supapei de admisie.

Pe baza celor expuse mai sus, se poate trage concluzia că transmisia de căldură în motorul de automobil, cu aprindere prin scînteie, trebuie calculată cu ajutorul relației următoare :

$$Q_{gaze} = 0.362 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F + \\ + 0,99 \sqrt[3]{p^3 T_1} (T_1 - T_2) (1 + A_a W_a) F, \frac{\text{Kcal}}{h} \quad (31)$$

în care :

$A_a = 0,055$ — pentru calculul transmisiei de căldură în pereții camerei de ardere și ai cilindrului, împreună, la răcirea obișnuită.

$A_a^{oh} = 0,09$ — pentru calculul transmisiei de căldură numai prin pereții camerei de ardere, la răcirea diferențiată.

$A_a^b = 0,02$ — pentru calculul transmisiei de căldură numai prin pereții cilindrului, la răcirea diferențiată.

Diferența dintre coeficienții A_a pentru camera de ardere și pentru cilindru se explică prin condițiile diferite privind turbulența gazelor, prin formele diferite și prin temperaturile diferite ale pereților lor.

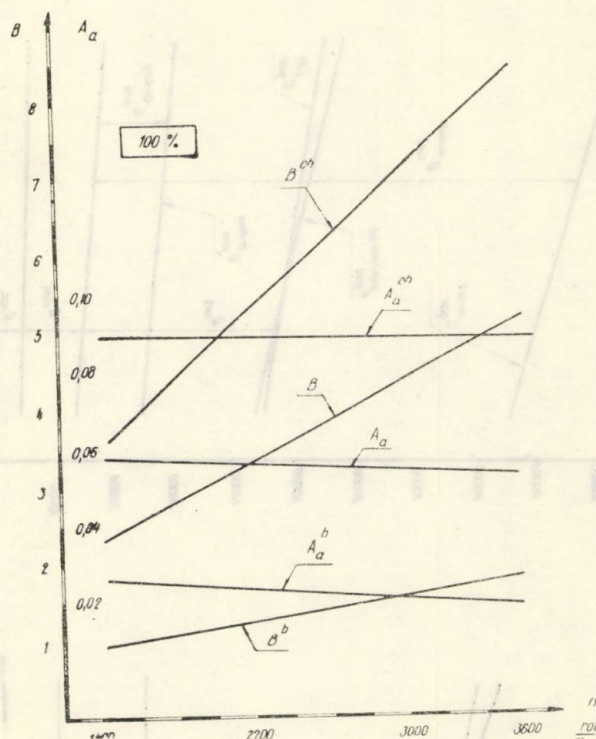


Fig. 12. Dependenta coeficienților B și A de turația motorului.

Trebuie subliniat faptul că rezultatele obținute la calculul transmisiei de căldură din motorul SR-211 cu ajutorul relației (31) sînt foarte apropiate de rezultatele experimentale, după cum se vede în figura 13.

Așa spre exemplu, la funcționarea motorului cu sarcină plină pe caracteristica externă diferența dintre rezultatele obținute prin calcul și cele obținute pe cale experimentală este de numai 20% la turația maximă a motorului.

În figura 14 sînt prezentate rezultatele calculului transmisiei de căldură în motorul SR-211 la funcționarea cu turație constantă și sarcini diferite, efectuat cu ajutorul relației lui Nusselt (1), cu ajutorul relației lui Brilling (5) și cu ajutorul relației (31) propuse în lucrarea de față. Pentru comparație, pe același grafic sînt trecute și rezultatele experimentale.

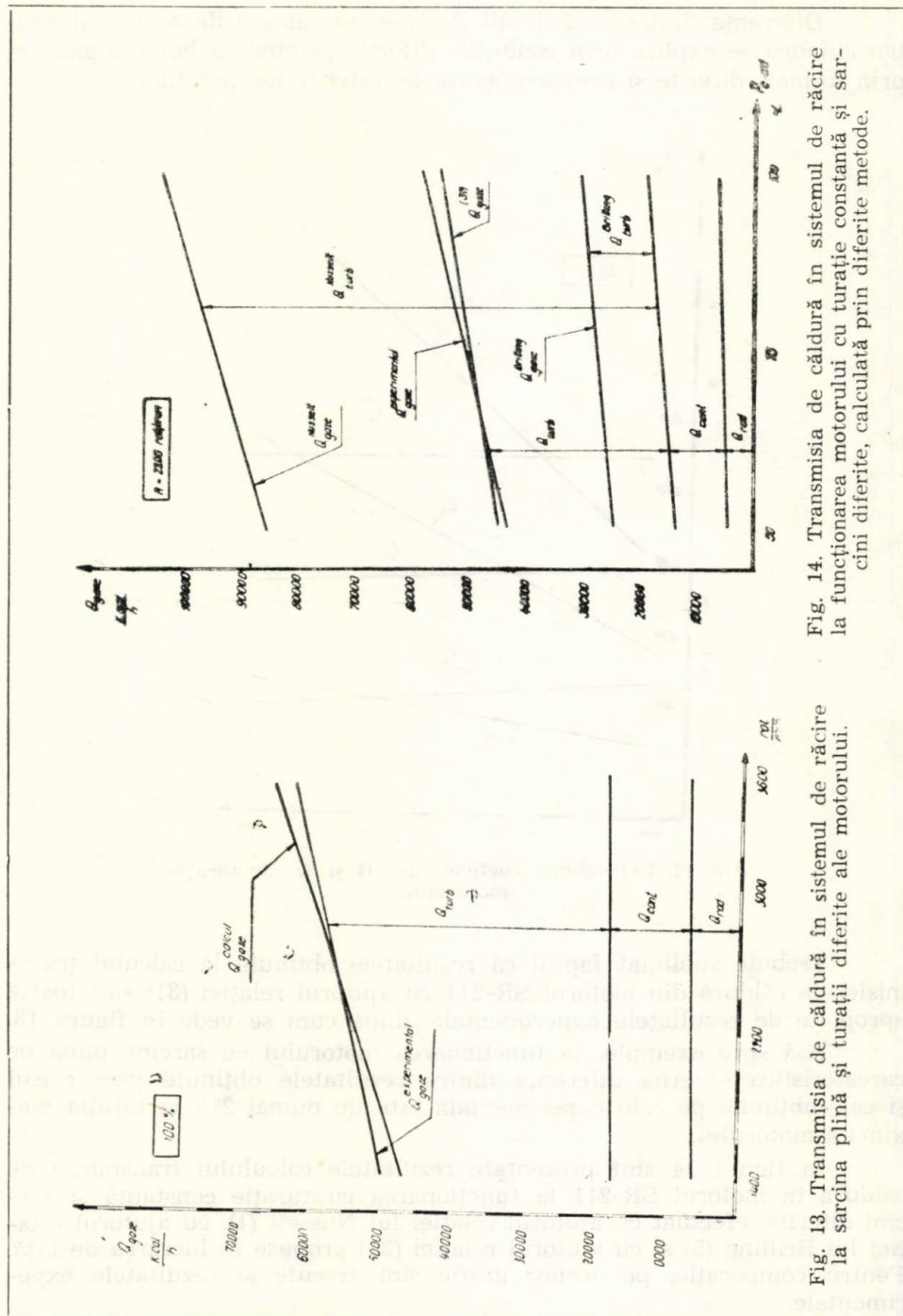


Fig. 14. Transmisia de căldură în sistemul de răcire la funcționarea motorului cu turație constantă și sarcini diferite, calculată prin diferite metode.

Fig. 13. Transmisia de căldură în sistemul de răcire la sarcina plină și turații diferite ale motorului.

Comparînd datele din acest grafic se poate trage concluzia că rezultatele obținute cu ajutorul relației (31) sînt foarte apropiate de cele experimentale. Diferența dintre ele nu este mai mare de 2%. Calculul transmisiei de căldură cu ajutorul relațiilor lui Nusselt și Brilling (în funcție de viteza pistonului) este eronat pentru motoarele moderne de automobil, deoarece rezultatele obținute cu ajutorul relației lui Nusselt sînt de 2 ori mai mari decît cele experimentale, iar cele obținute cu ajutorul relației lui Brilling sînt de 1,5 ori mai mici decît rezultatele obținute pe cale experimentală prin încercarea motorului în laborator.

R é s u m é

On passe en revue les méthodes qui servent à la détermination des pertes de chaleur et on souligne l'importance qu'a la vitesse de passage du mélange par l'orifice de la soupape pour la turbulence et implicitement pour le refroidissement. On conclut en montrant les avantages du refroidissement différencié en ce qui concerne l'augmentation des indices techniques et économiques du moteur.

Bibliografie

1. NUSSELT, W. : *Der Wärmeübergang in der Verbrennungs Kraftmaschine*, VDI, 1923.
 2. BRILLING, N. R. : *Isledovanie rabočevo proŭesa i teploperedaci v dvigatele Dizelia*, ONTI, 1931.
 3. EICHELBERG, G. : *Investigations on Internal combustion Engine Problems*, Engineering, 1939.
 4. JAKLISH, S. : *Wärmeübergang bei Maschinen*, 1929, Reihe 1, Beiheft 26.
 5. JANEWAY, R. N. : *Quantitative Analysis of Heat Transfer in Engines*, SAE Journal, 1939.
 6. LENIN, I. M. : *Teoria avtomobilnih dvigatelei*, Mașghiz, 1958.
-

INFLUENȚA SECȚIUNII CANALULUI DE ÎNCĂLZIRE A CONDUCTEI DE ADMISIUNE ASUPRA ÎNCĂLZIRII AMESTECULUI LA MOTORUL SR-211

GHEORGHE BOBESCU, GHEORGHE PEREȘ, GHEORGHE RADU,
RODICA RĂDULESCU

Principalele cauze ale formării peliculelor de combustibil lichid în conducta de admisiune sînt următoarele: distribuția neuniformă a cîmpului de viteze ale curentului de amestec în secțiunea transversală a conductei; micșorarea vitezei în anumite puncte ale conductei și în special în zonele de creștere bruscă a secțiunii de curgere; desprinderea curentului de pereți la cotelile conductei.

Variația vitezei curentului în secțiunea transversală a conductei favorizează devierea picăturilor de combustibil din tuburile de curent cu viteze ridicate spre tuburile de curent cu viteze reduse, în final aceste picături ajungînd pe pereții conductei de admisie (figura 1, zona a).

Deoarece diferența între viteza picăturilor de combustibil și curentul de aer este maximă în camera de amestec a carburatorului tot în această zonă se vor depune și cele mai mari cantități de combustibil pe pereți. Rezultă ca foarte utilă și eficientă încălzirea tronsonului conductei de admisie din imediata vecinătate a carburatorului (tronsonul 4 din figura 1), soluție aplicată și la motorul SR-211.

Micșorarea locală a vitezei curentului datorită măririi secțiunii conductei (zona b, figura 1) conduce la desprinderea picăturilor din curentul de amestec. Și în aceste zone este necesară încălzirea conductei pentru a se diminua peliculele lichide.

Desprinderea curentului de amestec la coturile conductei conduce la ieșirea picăturilor de combustibil din curent spre peretele interior al cotului (figura 1, zona c).

Probabilitatea ieșirii acestora din curent este mai mare în cazul picăturilor cu masă mare. De aceea trebuie să se acorde atenție pulverizării combustibilului în carburator la diferite regimuri de turație și sarcină.

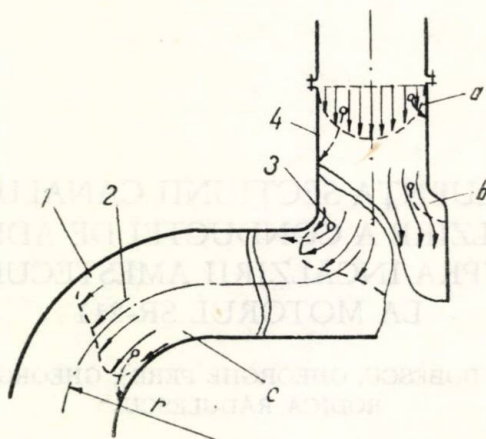


Fig. 1. Schema formării peliculei de combustibil lichid în conducta de admisiune.

În unele lucrări (4) a fost cercetată influența încălzirii conductei de admisiune asupra depunerii de pelicule de combustibil pe conductă (figura 2).

După cum se vede cele mai mari depuneri de pelicule lichide de combustibil rezultă la turații mici și la sarcini mari când pulverizarea combustibilului în carburator este nesatisfăcătoare din cauza vitezelor mici de curgere a aerului prin difuzor.

Concluziile cercetărilor întreprinse subliniază faptul că formarea de pelicule lichide de combustibil în conducta de admisie și prin urmare și uzura motorului cu carburator pot fi reduse în cea mai mare parte pe calea măririi vitezei aerului în difuzorul carburatorului, chiar la turații mici, la valori de ordinul 120 ... 130 m/s. Totodată, aceste concluzii precizează că încălzirea conductei de admisie nu înlătură cauzele formării de pelicule lichide ci doar modifică viteza de vaporizare a acestor pelicule.

De aici se desprinde ideea că nu este rațională încălzirea amestecului la temperaturi ridicate în conducta de admisie, ci pentru a se evita formarea de pelicule lichide este mai avantajos să se îmbunătățească pulverizarea combustibilului în carburator care asigură în același timp și o mai mare uniformitate a dozajului, precum și viteze ridicate de vaporizare.

Sistemul de încălzire a conductei de admisie, precum și particularitățile sale constructive, manifestă o anumită influență și asupra calităților de pornire ale motorului.

Diferite cercetări au permis să se tragă concluzia că protejarea bujiilor contra peliculelor sau picăturilor de combustibil lichid este o măsură de mare eficacitate pentru îmbunătățirea caracteristicilor de pornire ale motorului.

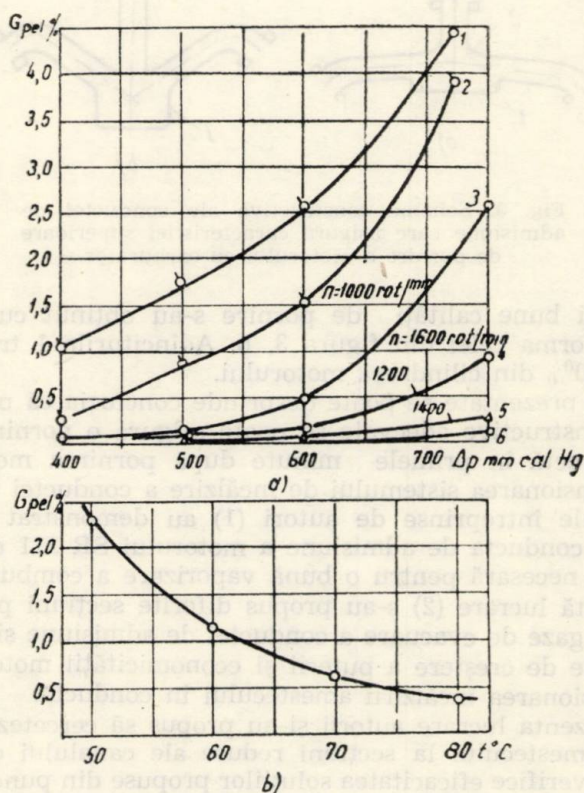


Fig. 2. Variația cantității de combustibil lichid depus pe pereții conductei de admisiune în funcție de depresiune (sarcină) și turația motorului la temperatura de încălzire a conductei 75°C (a) și în funcție de temperatura lichidului de încălzire la sarcină plină și turație 1400 rot/min (b) :

1 — motor cu $V_h = 5.5$ l la 750 rot/min cu carburator obișnuit ; 2 — idem cu carburator care asigură o viteză mare a aerului în difuzor ; 3, 4, 5, 6 — motor cu $V_h = 1.36$ l cu carburator obișnuit K — 59.

Atît în acest scop, cît și pentru prevenirea uzurilor de pornire ale motorului, care nu sînt de neglijat, s-au conceput diferite forme ale conductei de admisie (figura 3) care să rețină picăturile mari de combusti-

bil la pornire în zona de încălzire a conductei, urmînd ca acestea să se vaporizeze după ce sistemul de încălzire a conductei a ajuns la regimul termic normal. În schema a din această figură, conducta de admisiune este prevăzută cu o adîncitură 1 și cu un tub de rupere a peliculei de combustibil 2.

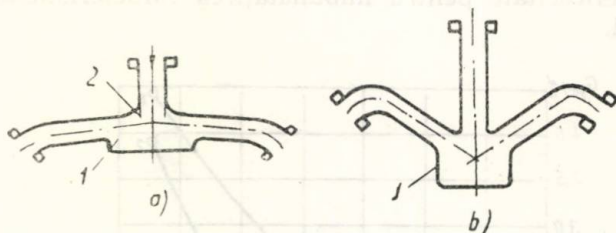


Fig. 3. Scheme constructive ale conductei de admisiune care asigură caracteristici superioare de pornire a motorului cu carburator.

Cele mai bune calități de pornire s-au obținut cu conducta de admisiune de forma celei din figura 3, b. Adînciturile 1 trebuie să aibă un volum de 10% din cilindrul motorului.

Din cele prezentate se poate desprinde concluzia că prin adoptarea unor soluții constructive adecvate se poate asigura o pornire ușoară și o funcționare corectă în primele minute după pornirea motorului, indiferent de dimensionarea sistemului de încălzire a conductei de admisiune.

Cercetările întreprinse de autori (1) au demonstrat că încălzirea amestecului în conducta de admisiune a motorului SR-211 este mult mai mare decît cea necesară pentru o bună vaporizare a combustibilului.

Într-o altă lucrare (2) s-au propus diferite secțiuni pentru canalul de încălzire cu gaze de evacuare a conductei de admisiune și s-au evidențiat posibilitățile de creștere a puterii și economicității motorului respectiv prin dimensionarea încălzirii amestecului în conductă.

În prezenta lucrare autorii și-au propus să cerceteze uniformitatea încălzirii amestecului la secțiuni reduse ale canalului de încălzire a conductei și să verifice eficacitatea soluțiilor propuse din punctul de vedere al protejării cilindrului împotriva pătrunderii în interiorul lor a peliculelor de combustibil lichid.

Măsurătorile efectuate au permis construirea unor diagrame de încălzire a amestecului pentru 3 diametre ale canalului de intrare a gazelor în camera de încălzire a conductei de admisiune și anume pentru 3,5 mm, 6 mm și 8 mm, precum și pentru secțiunea de 600 mm² existentă la motorul de serie.

Aceste diagrame prezentate în figurile 4, 5, 6 și 7, cuprind încălzirile amestecului la extremitățile canalelor de conducere a amestecului spre cei opt cilindri ai motorului (poz. 1—8) și în imediata vecinătate a camerei de încălzire după bifurcarea curentului spre cilindrii din față (poz. 10) și spate (poz. 9).

Măsurătorile s-au făcut pentru 4 regimuri de turație (1400 ; 2200 ; 3000 ; 3600 rot/min) și la sarcini de 50 % (linie întreruptă pe diagrame) și 100% (linie continuă).

Încălzirea amestecului s-a reprezentat ca diferență între temperaturile măsurate în diversele puncte ale conductei și temperatura aerului la intrarea în carburator.

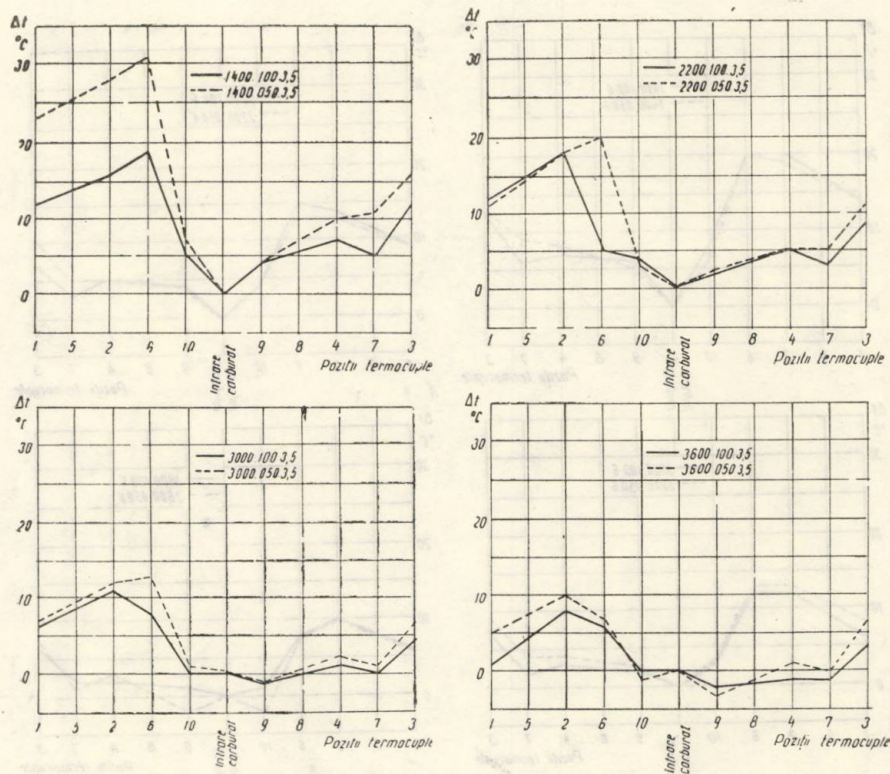


Fig. 4

Din diagramele prezentate în figura 4, rezultă că la diametrul de 3,5 mm încălzirea amestecului este foarte redusă la cilindrii din spate, ajungând ca la 3600 rot/min temperatura acestuia să fie mai mică decât cea de la intrarea în carburator. Neuniformitățile încălzirii variază de la 12 $^{\circ}\text{C}$ la 24 $^{\circ}\text{C}$, ceea ce face nerecomandabil acest regim de încălzire fără modificarea construcției conductei, respectiv fără separarea conductei de admisie de conducta de colectare a lichidului de răcire din chiulase.

Diagramele din figura 5 în care se dau încălzirile pentru un diametru al canalului de 6 mm, arată o mai mare uniformitate a încălzirii ames-

tecului ($8 \dots 14^{\circ}\text{C}$), la majoritatea regimurilor de exploatare fiind sub 10°C , deci în limitele recomandate de literatură.

Diagramele din figura 6 ridicate pentru diametrul de 8 mm arată o uniformitate și mai bună a încălzirii amestecului ($7 \dots 13^{\circ}\text{C}$). La turațiile de 2200 ... 3600 rot/min. neuniformitatea este de $7 \dots 10^{\circ}\text{C}$ și numai la 1400 rot/min neuniformitățile sînt mai mari.

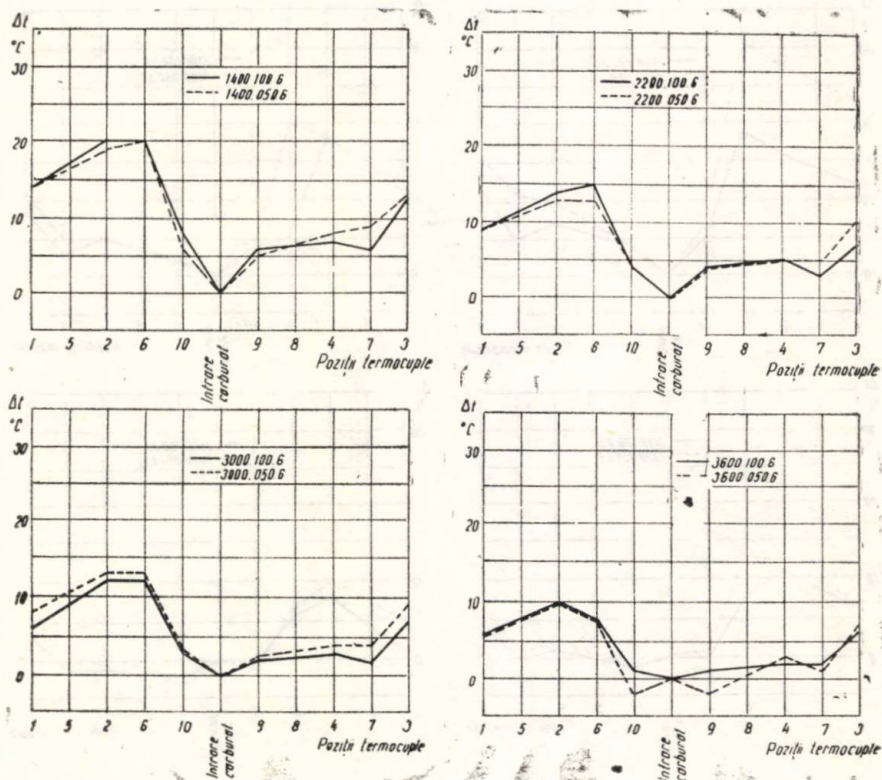


Fig. 5

În diagramele din figura 7 sînt date încălzirile amestecului pentru secțiunea canalului de încălzire de la motorul de serie, de unde se poate vedea că uniformitatea temperaturilor este foarte bună dar valorile absolute ale acestora sînt mult prea ridicate.

Din analiza diagramelor de încălzire rezultă ca acceptabile diametrele de 6 și 8 mm pentru orificiile de intrare a gazelor în camera de încălzire a conductei de admisie. Aceste secțiuni au dat și cele mai bune rezul-

tate din punctul de vedere al puterii maxime dezvoltate și consumului specific minim.

Pentru a se putea recomanda fără rezerve aplicarea acestor regimuri de încălzire a conductei de admisiune a fost necesară cercetarea peliculelor de combustibil lichid de pe conductă.

În acest scop s-a conceput și realizat o instalație experimentală cuprinzând două sonde de colectare a peliculelor de combustibil lichid de pe pereții inferiori ai conductei. Una din sonde a fost plasată în partea cen-

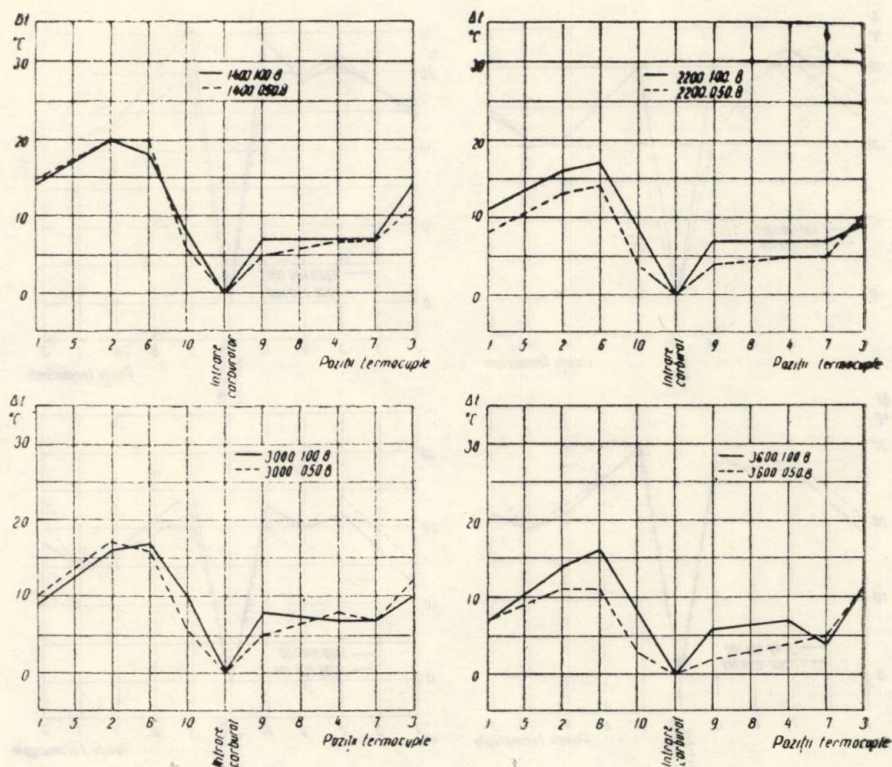


Fig. 6

trală a conductei (la 10 cm de zona încălzită) preluând peliculele din unele din canalele longitudinale prevăzute de constructor pe peretele inferior. O altă sondă a fost introdusă pe ramura de coborîre a conductei la intrarea în canalul din chiulasă.

La temperaturi de 15 ... 25 $^{\circ}\text{C}$ ale aerului la intrarea în carburator nu s-au constatat pelicule de combustibil lichid la intrarea în canalul de admisie din chiulasă, la nici una dintre variantele de încălzire analizate.

În partea centrală a conductei cantitatea de combustibil lichid a marcat o ușoară creștere față de cea corespunzătoare încălzirii adoptate la motorul de serie și o anumită modificare a compoziției fracționare a depunerilor. Datorită fierberii se favorizează în acest caz preluarea de către curentul de amestec a fracțiunilor grele și transportarea lor spre zonele mai puternic încălzite de pe traseul de admisie, obținându-se o viteză mare de vaporizare la încălziri moderate ale conductei.

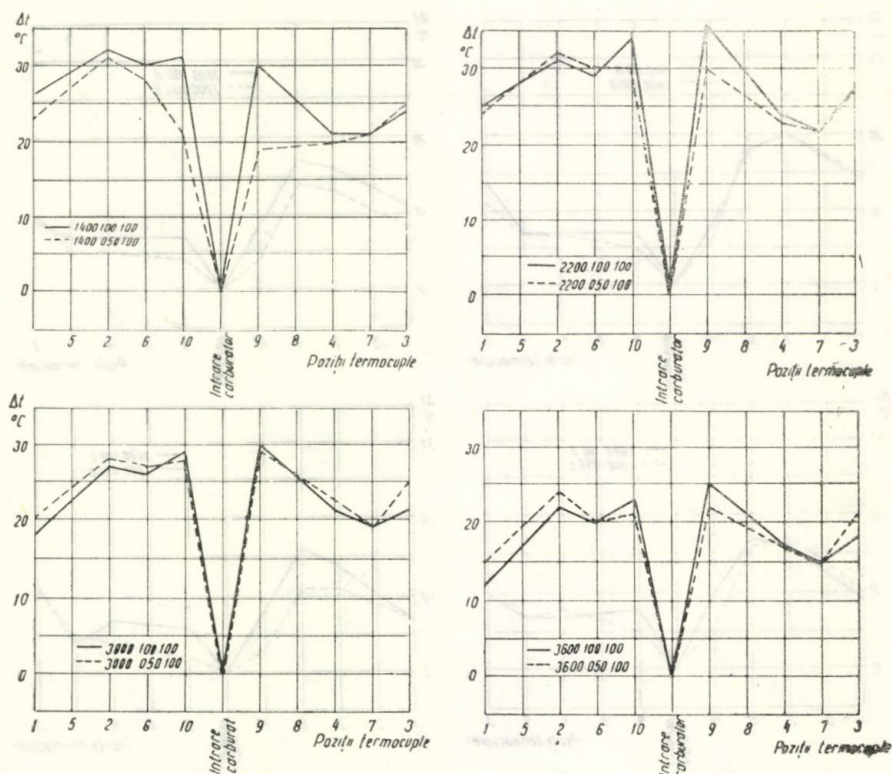


Fig. 7

Din cele prezentate se desprinde concluzia că pot fi adoptate diametrele de 6 sau 8 mm pentru orificiile de intrare a gazelor în camera de încălzire a conductei de admisie fără riscul creșterii uzurii cilindrilor, beneficiind în același timp de creșteri însemnate ale puterii și economicității motorului, mai ales la regimurile obișnuite de exploatare.

Zusammenfassung

In der Arbeit werden einige Aspekte des Einflusses der Einlassleitungs-Konstruktion auf die Kraftstoffverteilung, analysiert. Es werden experimentelle Ergebnisse Bezüglich der Kraftstoffverteilung und die Erwärmung des Kraftstoffgemisches für verschiedene Erwärmungskanal-Querschnitte der Einlassleitung des Motors SR-211, vorgeführt.

Bibliografie

1. BOBESCU GH. și col.: „*Studiul încălzirii amestecului la motorul SR-211*“. Lucrări științifice. Vol. X. 1968. Institutul politehnic Brașov.
 2. BOBESCU GH. și Col.: „*Influența acțiunii canalului de încălzire a conductei de admisiune asupra economicității motorului SR-211 la sarcini parțiale*“. Revista transporturilor Nr. 11 1969.
 2. BOBESCU GH. și col.: „*Influența acțiunii canalului de încălzire a conductei*“ Textbooc Company. Scranton, Pensilvania.
 4. RAICOV, I. IA: „*K vaprosam plencoobrazovania v carbiuratornîh dvigateliah*“. Avtomobilnaia promišlenosti. Nr. 11, 1964.
-

20 ianuarie 1970.

STUDIUL VAPORIZĂRII BENZINEI LA MOTORUL CU APRINDERE PRIN SCÎNTEIE

GHEORGHE RADU

Numeroasele cercetări experimentale efectuate pînă în prezent arată că la injectarea combustibilului într-un mediu există posibilitatea apariției unor diverse forme de descompunere a vînei în picături. Oricare ar fi însă această formă, influența principală asupra procesului de pulverizare a combustibilului se datorește perturbațiilor inițiale ce apar la curgerea combustibilului și acțiunii forțelor aerodinamice ale mediului gazos.

Perturbațiile inițiale ce se nasc la curgerea combustibilului apar ca urmare a asperităților suprafeței orificiului pulverizatorului, formeii neregulate a marginilor de intrare și ieșire, vibrațiilor pulverizatorului, pulsațiilor turbulente din combustibil.

În pofida numărului mare de lucrări, nu s-a elaborat pînă în prezent o teorie generalizată a pulverizării, care să permită calculul razei medii a picăturii și determinarea cu suficientă precizie a spectrului picăturilor de combustibil în jet după dimensiuni în funcție de parametrii geometrici și cinematici ai aparaturii de injecție, de regimul ei de funcționare, de proprietățile fizice ale combustibilului și mediului gazos.

În lucrările [10, 11] apărute în ultimul timp, se încearcă obținerea unor relații generalizate ale pulverizării combustibilului ținînd cont de parametrii de bază. Utilizarea practică a acestor relații este evident îngreunată, uneori imposibilă, datorită numărului mare de coeficienți ce apar și care se determină numai pe cale experimentală.

1 DETERMINAREA RAZEI MEDII A PICĂTURII DE COMBUSTIBIL

În cele ce urmează, avînd în vedere caracterul comparativ al cercetărilor, s-a căutat să se obțină relații mai simple de calcul pe baza legii lui Bernoulli și a fenomenului de dispersie hidrodinamică.

1.1. Raza medie a picăturii de combustibil la formarea amestecului carburant în carburator

Ca urmare a forțelor aerodinamice și a perturbațiilor inițiale, vîna de lichid se fragmentează într-un conglomerat de picături. Presiunea aerodinamică în punctele de maximă presiune, după legea lui Bernoulli este :

$$p = \frac{\gamma_a \cdot W_a^2}{2g} \quad \text{unde}$$

γ_a — greutatea specifică a aerului

W_a — viteza de deplasare a aerului în jurul jiclorului

Presiunea ce ia naștere datorită tensiunii superficiale a benzinei, în cazul unei picături sferice, este :

$$p = \frac{\sigma}{r} \quad \text{unde}$$

σ — tensiunea superficială

r — raza picăturii

Din condiția de echilibru a celor două presiuni se poate calcula raza picăturii „ r_c ” ce se obține la formarea amestecului în carburator :

$$r_c = \frac{4 \cdot g \cdot \sigma}{\gamma_a \cdot W_a^2}$$

Considerînd că în cazul scurgerii prin carburator curentul de aer este caracterizat de următoarele mărimi :

$$p = 0,9 \cdot 10^4 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{m}^2} \right]$$

$$T = 293 \text{ } [^{\circ}\text{K}]$$

$$W_a = 80 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$R = 29,27 \left[\frac{\text{Kgf} \cdot \text{m}}{\text{Kg} \cdot \text{grad}} \right]$$

greutatea lui specifică în aceste condiții este :

$$\gamma_d = \frac{p}{RT} = 1,05 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{m}^3} \right]$$

Raza medie a picăturii de benzină ce se formează pentru o tensiune superficială a benzinei $= 2,2 \cdot 10^{-3} \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{m}} \right]$ va fi :

$$r_c = \frac{4g\sigma}{\gamma_a \cdot W_a^2} = 1,282 \cdot 10^{-2} [\text{mm}]$$

1.2. Raza medie a picăturii în cazul injectiei combustibilului

În cazul injectiei, valoarea razei picăturii de combustibil va fi funcție de tensiunea superficială, de greutatea specifică a aerului și a combustibilului, de diferența de presiune dintre aer și combustibil și de coeficientul de frecare ce va produce tensiuni tangențiale suplimentare.

Raza medie a picăturilor de combustibil este definită ca rază medie statistică, deoarece datorită turbulenței, jetul de combustibil se va diviza în picături de mărimi diferite, repartizate statistic în jurul unei mărimi mai frecvente.

Din cauza aceasta, raza medie a picăturii e dată de expresia [5]:

$$r_i = \frac{2\sigma}{\psi} \cdot \frac{g}{\gamma_a} \cdot \frac{1}{W_c^2} \quad \text{unde} \quad (1)$$

ψ — coeficientul de frecare combustibil-aer

W_c — viteza combustibilului $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$

Pentru a putea calcula valoarea coeficientului de frecare, se scrie ecuația rezistenței la înaintare a picăturii sferice de lichid în două variante: una ținând cont de frecare, cealaltă ținând seama de coeficientul de rezistență aerodinamică. Astfel:

$$\psi \frac{\gamma_a}{g} F (W_c - W_a)^2 = c \frac{\gamma_a}{2g} F (W_c - W_a)^2 \quad \text{unde}$$

W_a — viteza de deplasare a aerului în zona pulverizării

c — coeficient de rezistență aerodinamică pentru sferă.

Rezultă deci:

$$\psi = \frac{c}{2}$$

Coeficientul de rezistență aerodinamică pentru sferă se calculează [3, 8, 9] conform relației:

$$c = 24 \frac{v}{W_c \cdot d} \left(1 + \frac{3}{16} \cdot \frac{W_c \cdot d}{v} \right) \quad \text{sau} \\ c = 4,5 + 24 \frac{v}{W_c \cdot d} \quad (2)$$

Avînd în vedere că: $d = 2r_i$, relațiile (1) și (2) formează un sistem de ecuații de unde rezultă:

$$r_i = \frac{4\sigma g}{4,5 \gamma_a W_c^*} - \frac{12}{4,5} \cdot \frac{v}{W_c} \quad (3)$$

sau cum : $W_c = \mu \sqrt{2g \frac{p_i}{\gamma_c}}$ se poate scrie în final:

$$r_i = \frac{2\sigma}{4,5 \mu^2 \cdot \gamma_a \cdot p_i} - \frac{12v}{4,5 \mu} \cdot \sqrt{\frac{\gamma_c}{2g \cdot p_i}}$$

În ultimele relații s-au făcut următoarele notații :

d — diametrul mediu al picăturii

v — vîscozitatea cinematică a aerului

μ — coeficient de scurgere a benzinei prin orificiul injectorului

p_i — suprapresiune de injecție

γ_c — greutatea specifică a combustibilului.

Pentru cazul pe care-l studiem avem valorile :

$$v = 15,1 \cdot 10^{-6} \left[\frac{m^2}{s} \right]$$

$$\mu = 0,8$$

$$\gamma_a = 1,05 \left[\frac{Kgf}{m^3} \right]$$

$$\gamma_{c_0} = 730 \left[\frac{Kgf}{m^3} \right] \text{ la } T = 288 \text{ } [^{\circ}K] \text{ și } 760 \text{ [mm .r]}$$

Cu aceste date, relația (3) ia următoarea înfățișare:

$$r_i = \frac{18,25}{W_c^*} - \frac{40,2}{1000 W_c} \text{ [mm]}$$

și care se dovedește a fi suficient de comodă pentru calcule.

Pentru a obține valorile razei medii a picăturii la diverse mărimi ale suprapresiunii de injecție, este necesar să se determine în prealabil greutatea specifică a benzinei la temperatura și presiunea de lucru. La calculul lui γ_c trebuie să se țină seama de variația funcție de temperatură și presiune.

Pentru benzină, la temperatura de calcul $T = 293^{\circ}K$ se poate scrie :

$$\gamma_{ct} = \gamma_{c_0} - \alpha' \Delta t$$

unde :

$$\alpha' \text{ — coeficient de temperatură } \left[\frac{Kgf}{m^3 \text{ grad}} \right]$$

Δt — creșterea de temperatură [grad]

Prin interpolarea datelor experimentale existente se găsește

$$\alpha' = 0,858 \left[\frac{Kgf}{m^3 \text{ grad}} \right]$$

$$\gamma_{ct} = 725,7 \left[\frac{Kgf}{m^3} \right]$$

La suprapresiunea de injecție „ p_i ” greutatea specifică a benzinei va fi :

$$\gamma_c = \frac{\gamma_{ct}}{1 - \beta \cdot p_i} \quad (4)$$

unde : β — coeficient de compresibilitate

Pentru benzină, în intervalul $1 \div 500$ at, coeficientul de compresibilitate este $\beta = 92 \cdot 10^{-10} \left[\frac{m^2}{Kgf} \right]$

Rezultatul calculelor efectuate se prezintă în tabelul 1.

Tabelul 1

$P_i \left[\frac{kgf}{cm^2} \right]$	$\gamma_c \left[\frac{kgf}{m^3} \right]$	$w_c \left[\frac{m}{s} \right]$	$r_i \left[mm \right]$	$\delta \%$
40	727,5	83,3	$0,2147 \cdot 10^{-2}$	497
30	727,0	72,2	$0,2953 \cdot 10^{-2}$	335
20	726,5	58,8	$0,4606 \cdot 10^{-2}$	181
15	726,0	51,0	$0,6222 \cdot 10^{-2}$	107
10	725,8	41,6	$0,9614 \cdot 10^{-2}$	33,5

În ultima coloană a tabelului 1 se prezintă creșterea în procente a suprafeței de evaporare a picăturii de combustibil obținută prin injecție față de cea obținută în carburator, relația de calcul fiind :

$$\delta = 100 \left(\frac{r_c}{r_i} - 1 \right) \quad (5)$$

2. CALCULUL TIMPULUI NECESAR TREGERII BENZINEI ÎN STARE DE VAPORI

În cele ce urmează vom căuta să stabilim o relație care să ne dea posibilitatea calculului timpului de vaporizare în motor a picăturilor de benzină obținute prin injecție.

Avînd în vedere că încă nu avem la dispoziție o metodă bine stabilită pentru calculul timpului de vaporizare, vom face un calcul valabil pentru valori medii.

Folosind în continuare următoarele notații :

dQ — cantitatea de benzină [kg] evaporată în timpul „ dt ” [sec]

F — suprafața de evaporare [m^2]

p_i — tensiunea de saturație a vaporilor de benzină la temperatura de evaporare [mm Hg]

p_{pm} — tensiunea parțială momentană

k — parametrul experimental

p_{max} — presiunea maximă a vaporilor la temperatura de evaporare, la evaporarea completă a benzinei.

legea lui Dalton pentru evaporare se poate scrie astfel :

$$\frac{dQ}{F \cdot dt} = K(p_s - p_{pm}) \quad (6)$$

În cazul valorilor medii :

$$p_{pm} = \frac{p_{max}}{2} \quad (7)$$

deci :

$$k(p_s - p_{pm}) = k_1 = ct$$

La o picătură de rază „r” : $dQ = 4\pi \gamma_c r^2 dr$

$$F = 4\pi r^2$$

$$\text{Relația (6) devine : } \frac{\gamma_c \cdot dr}{dt} = k_1 \quad \text{deci : } t = r \frac{\gamma_c}{k_1}$$

sau

$$t = \frac{r \cdot \gamma_c}{K(p_s - p_{pm})} \quad (8)$$

Parametrul „K” este o funcție de viteza relativă aer-picătură „w” și are după unii autori [2] expresia :

$$K = A(W_{\gamma} \cdot)^{0,8} \quad (9)$$

unde : A — constantă experimentală pe care o vom determina în cazul alimentării de la carburator și pe care apoi o vom extinde și în cazul injectiei de benzină.

Presiunea în conducta de admisie în timpul aspirației am considerat-o $0,9 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \right]$ adică 662 mm Hg. În asemenea condiții presiunea maximă a vaporilor de benzină la amestec stoechiometric [1] este de 12 mm Hg ceea ce înseamnă conform relației (7), o tensiune parțială momentană $p_{pm} = 6 \text{ mm Hg}$.

La temperaturi ale aerului de $55 \div 60^\circ\text{C}$ în colectorul de admisie [1], tensiunea de saturație a vaporilor de benzină [4] este $p_s = 60 \text{ mm Hg}$.

În cazul motorului cu carburator, pentru o lungime a traiectului de admisie de 0,25 m și o viteză medie a aerului de $60 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$ [7] timpul afectat trecerii complete a combustibilului în stare de vaporii pe acest parcurs va fi :

$$t = \frac{0,25}{60} = 0,00417 \text{ [s]}$$

Unii cercetători [7] presupun că la intrarea în cilindru trebuie să se afle în stare de vaporii aproximativ $40 \div 50\%$ din combustibilul care există în amestecul carburant. Un asemenea punct de vedere ar fi just numai dacă s-ar urmări asigurarea unei vaporizări totale a amestecului în cilindrul motorului până la sfârșitul compresiei. Dar o asemenea situație nu poate garanta repartizarea uniformă a combustibilului în motoarele policilindrice.

În cazul motorului cu carburator, o repartizare corectă a combustibilului pe cilindri este posibilă numai când întreaga masă de combustibil se găsește în stare de vapori înainte de a pătrunde în cilindri.

Din relația (8) :

$$K = \frac{r \cdot \gamma_c}{t(p_s - p_{pm})}$$

Pentru motorul cu carburator : $K = 41,3 \cdot 10^{-3}$

Precizînd pentru viteza relativă aer-picătură valoarea $W = 30 \left[\frac{m}{s} \right]$ din relația (9) se poate obține :

$$A = \frac{K}{(W \cdot \gamma_a)^{0,8}}$$

$$A = 2,61 \cdot 10^{-3}$$

La injecția de benzină, chiar în cazul cînd combustibilul e pulverizat în galeria de admisie, el își continuă vaporizarea în cursa de admisie, uneori chiar se prelungește în compresie.

Ipoteza ca vaporizarea picăturii să se producă în perioada admisiei este acoperitoare pentru injecție în galeria de admisie.

La motorul M-207 ce are o viteză medie de piston de 10,8 $\left[\frac{m}{s} \right]$ se poate aprecia că viteza relativă aer-picătură [5] este $w = 5,4 \left[\frac{m}{s} \right]$

Astfel din relația (9) rezultă :

$$K = 10,5 \cdot 10^{-3}$$

Apreciînd temperatura în cilindru în timpul aspirației de cca 90°C, presiunea de saturație a vaporilor de benzină în această situație este de 450 mm Hg [4].

Din relația (8) :

$$t = 1,554 \cdot r_i \cdot 10^{-2} \quad (10)$$

În relația (10) "t" se exprimă în secunde, dacă "r_i" se exprimă în metri.

Timpul necesar pentru vaporizarea picăturilor de combustibil de diverse raze, obținute prin injecție, se dă în tabelul 2.

Tabelul 2

r_i [mm]	$0,2147 \cdot 10^{-2}$	$0,2953 \cdot 10^{-2}$	$0,4606 \cdot 10^{-2}$	$0,6222 \cdot 10^{-2}$	$0,9614 \cdot 10^{-2}$
t [sec]	$0,334 \cdot 10^{-3}$	$0,458 \cdot 10^{-3}$	$0,716 \cdot 10^{-3}$	$0,916 \cdot 10^{-3}$	$1,028 \cdot 10^{-3}$
$\frac{t_{asp}}{t}$	23,7	17,22	11,02	8,62	7,68

La turația nominală a motorului, cursa de aspirație a pistonului efectuându-se în timpul unui sfert de ciclu, durează :

$$t_{asp} = \frac{1}{2} \cdot \frac{60}{3800} = 7,9 \cdot 10^{-3} \text{ [sec]}$$

În ultima linie a tabelului 2, se prezintă raportul dintre timpul necesar pistonului pentru efectuarea cursei de aspirație și timpul necesar vaporizării picăturilor de diverse mărimi.

În toate cazurile prezentate, raportul este suficient de mare, asigurându-ne astfel de posibilitate vaporizării picăturilor în cursa de aspirație.

Concluzii

Relațiile găsite pentru calculul razei medii a picăturii de combustibil la injecția de benzină și a timpului necesar vaporizării picăturilor obținute, sînt evident mai simple și mai ușor de utilizat decît cele ce se găsesc actualmente în literatura de specialitate. Ele se pot utiliza cu succes în calculele comparative.

Pe baza calculului expus se poate alege în mod riguros aparatura de injecție necesară unui anumit motor.

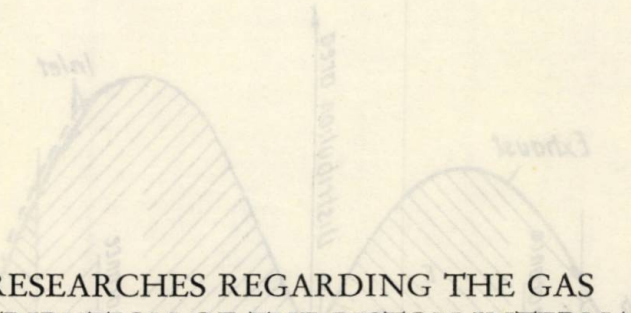
Résumé

Dans cet ouvrage on obtient des relations plus simples pour la détermination du rayon moyen de la goutte de combustible dans le cas du moteur à carburateur et du moteur à injection d'essence ainsi qu'une relation pour le calcul du temps nécessaire à la vaporisation de l'essence dans le moteur. Ces relations sont nécessaires pour les calculs comparatifs et pour le choix de l'appareillage d'injection.

Bibliografie

1. BOBESCU GH., PEREȘ GH., RĂDULESCU R., RADU GH.: *Studiul încălzirii amestecului la motorul SR-211*. (Lucrări științifice I.P.Bv. vol. X 1968).
2. CASATKIN: *Procese și aparate din industria chimică*. (Editura tehnică 1956).
3. JACOB: *Sphere drag tests in the variable density wind tunnel*. (Teh. note 312).
4. KARAPETIANȚ M. H.: *Termodinamica chimică*. (Ed. tehnică 1956).
5. MĂRDĂRESCU RADU: *Motoare de automobile și tractoare* — 1959.
6. MĂRDĂRESCU R., HOFFMANN V., ABĂITANCEI D.: *Motoare pentru automobile și tractoare*. (Editura did. și ped. 1968).
7. PAPOK K. K., SEMENIDO E. G.: *Combustibili pentru motoare, lubrifianți și lichide speciale*. (I.D.T. — 1954).
8. WIESELBERGER: *Der Luftwiderstand von Kugeln*.
9. x x x: *Ergebnisse der Aerodynamischen Versuchsanstalt zu Göttingen*. (Fasc. II München, Oldenburg).
10. HIRIN L. I. și col.: *Osnovi gorenia uglevodordnih topliv* (1960).
11. KUTATELADZE S. S.: *Osnovi teorii teploobmena* (Mașghiz 1967).

20 ianuarie 1970



RESEARCHES REGARDING THE GAS DISTRIBUTION OF THE PISTON INTERNAL COMBUSTION ENGINE

TĂNASE FRÎNCU

1. SOME CRITERIA TO ANALYSE TIMING DISTRIBUTION

Timing distribution is one of the principal problems of the engine designer due to the decisive influence which it has upon engine power, its overall size, noise and the manufacturing and maintenance expenses. At present we know several design types of timing distribution in the reciprocating — piston engines; all of these come from the two existing types:

— poppet — valve timing gear

— non-poppet-valve timing gear

Any type of timing gear must secure the filling up of the cylinder with as much a quantity of fresh charge as possible during the intake process and a good exhaust of the burnt gases from the cylinder.

In order to achieve these objects, the distribution elements (valves, slide — valves, rotary — valves, etc) are opened and closed before and after dead centers respectively, because no design can offer the possibility for distribution areas to be completely opened or closed immediately. The establishment of the opening and closing times has in view also the inertia of the gas flow and the most widely used speed range. To analyse an engine from the point of view of timing distribution we must know the distribution area diagram and the crankshaft speed range since it is the size of the distribution areas that is decisive and not the distribution angles.

In fig. 1 is illustrated the diagram of the distribution areas of a four-stroke engine from which the characteristic areas of the intake and exhaust processes can be seen.

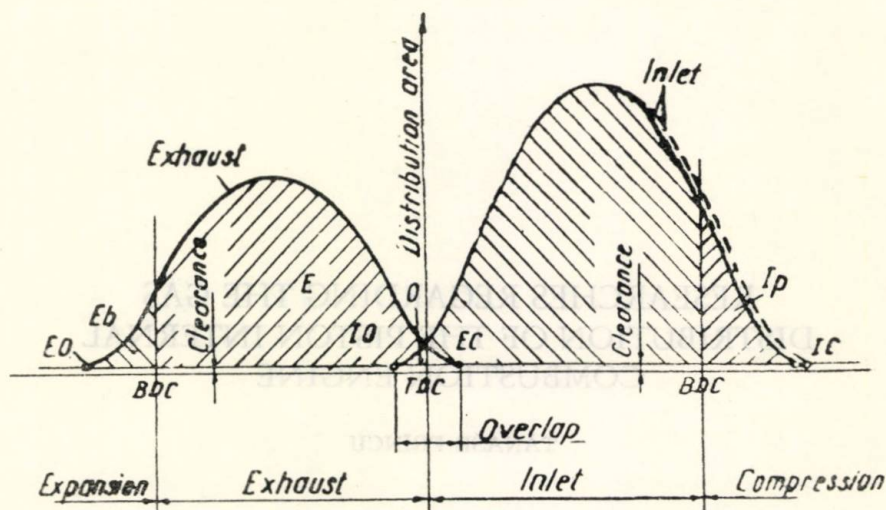


Fig. 1

— BDC — Bottom dead center ; — TDC — Top dead center ; — EO — Exhaust valve opens ;
 — EC — Exhaust valve closes ; — IO — Inlet valve opens ; — IC — Inlet valve closes ;
 — Eb — Exhaust before BDC ; — E — Exhaust between DC ; — I — Inlet between DC ; —
 Ia — Inlet after BDC ; — O — Overlap.

The area „E“ corresponding to the exhaust before bottom dead center (BDC) can be relatively large, but the thermic strain of the distribution element is increased for its slow opening and especially for exhaust through a poppet — valve. The areas „E“ and „I“ correspond to the exhaust and intake respectively between the two dead centers. These areas must be as large as possible; however the exhaust area can be less than the intake area since the burnt gases begin to leave the cylinder from a pressure much higher than the depression which is in the cylinder during the intake process.

The area „O“ which corresponds to the overlap of the areas of the two processes can be chosen large enough for engines which run in a narrow range of the crankshaft speed and which breathe only fresh air, the fuel being directly injected into the cylinder.

In this way occurs a good scavenging of the burnt gases in the cylinder using fresh air. This overlap should not be too large for engines which have to run well in a large range of crankshaft speed because at slow speed the burnt gases can enter the intake manifold whence they are breathed again into the cylinder.

This phenomenon is even more important for multicylinder engines because the amount of fresh charge is not uniformly distributed to

each cylinder and accordingly the relative percentage of residuum gases will be increased in some cylinders and therefore will reduce the engine performances.

The area „I“ corresponding to the intake after bottom dead center influences considerably the engine characteristics.

The tests carried out [2] show that the optimum time for intake closing (IC) varies considerably with engine speed while the other times are good enough for a large range of speed.

In fig. 2 the curves „a“ and „b“ show a considerable variation of the maximum brake horsepower and torque for the two different areas „a“ and „b“ (fig. 1) of the intake process.

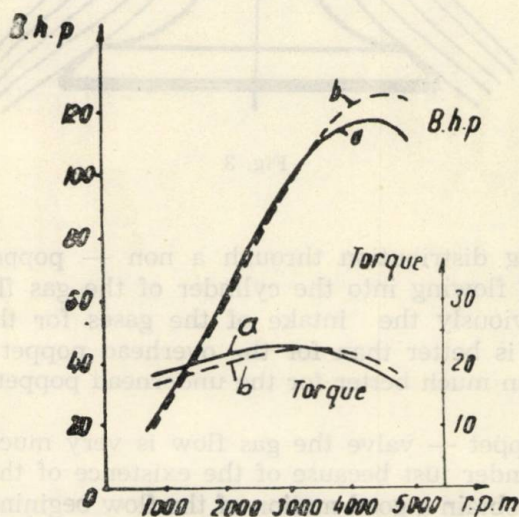


Fig. 2

The distribution area „a“ is better for automotive engines which are expected to have a great starting acceleration and resistance on the way gradient. but at lower horsepower maximum (curve „b“).

For a comparative analysis of the distribution areas of the various timing gear types we have to take into consideration a number of very important factors like: efflux coefficients, the kind of flowing through and after the intake element, the influence of the heating upon the fresh charge.

As can be seen from fig. 3 when the gas flow passes through an intake valve it does not use the whole area having some reflections at the corners.

The efflux coefficient decreases with the increasing of the poppet — valve lift, reaching about 0.6 for maximum magnitude just at full opening of the intake orifice.

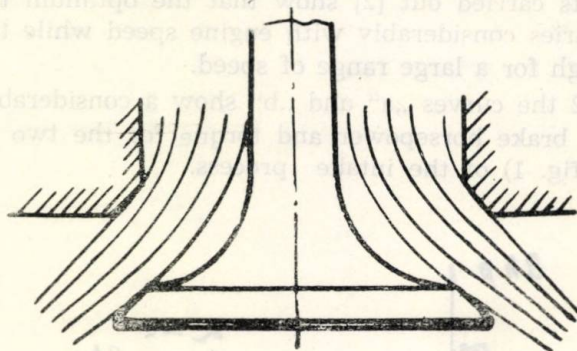


Fig. 3

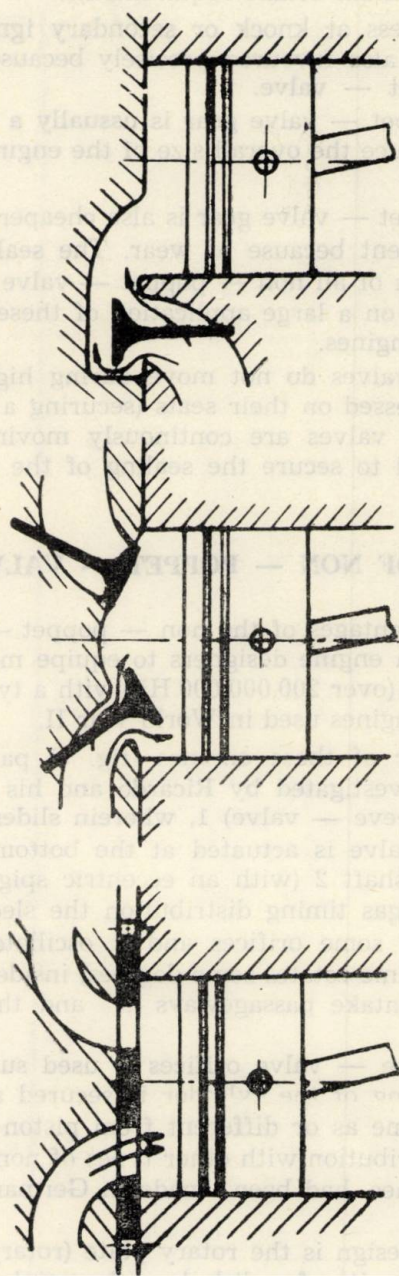
The timing distribution through a non — poppet — valve also offers a smooth flowing into the cylinder of the gas flow after the intake orifice. Obviously the intake of the gases for the disk — valve engine (fig. 4 a) is better than for the overhead poppet — valve engine (fig. 4 b) and even much better for the underhead poppet — valve engine (fig. 4 c):

At the poppet — valve the gas flow is very much deviated when it enters the cylinder just because of the existence of the valve and it is more difficult to obtain a good motion of the flow beginning with the intake process itself. Filling up is considerably influenced by the heating of fresh charge on the intake passageway.

From this point of view poppet — valve timing distribution is also disadvantageous since the fresh gases are too heated when passing by intake valve whose temperature can reach 500°C and obviously the amount of breathed fresh charge is decreased.

Due to the better efflux coefficients and less heating of the fresh charge, the volumetric efficiency does not decrease at very high speed in the case of a sleeve — valve as it does in the case of a poppet — valve. The non — poppet — valve timing gear has more other advantages in comparison with the poppet — valve gear.

Thus there exists the possibility of placing the spark plug in a compact combustion chamber in order to achieve a good ignition and combustion process. As is known this favours a significant increase of



a) Disk valve

b) Overhead poppet-valves

c) Underhead poppet-valves

Fig. 4. — The influence of the distribution elements upon the gas flow during intake process.

the compression ratio and therefore the increase of the power occurs before knock with minimum octane requirements.

The insensitiveness at knock or secondary ignition (surface ignition or autoignition) is also favoured precisely because of the absence of the hot exhaust poppet — valve.

The non — poppet — valve gear is usually a more simple design and it is possible to reduce the overall size of the engine and especially its frontal area.

The non — poppet — valve gear is also cheaper to manufacture and does not need adjustment because of wear. The sealing of the cylinder is the principal problem of all non — poppet — valve gear types, the solving of which depends on a large application of these timing gears especially for automotive engines.

The poppet — valves do not move during high pressures in the cylinder being even pressed on their seats (securing a good sealing) while the non — poppet — valves are continuously moving and at the same time they are expected to secure the sealing of the cylinder.

2. THE NEW TYPE OF NON — POPPET — VALVE TIMING GEAR

The obvious advantages of the non — poppet — valve timing gear have determined British engine designers to equip most aircraft reciprocating — piston engines (over 200,000,000 HP) with a type of non — poppet — valve timing gear, engines used in World War II.

The timing gear of these engines (fig. 5) patented by Burt — McCollum and long investigated by Ricardo and his fellows, consists of a cylindrical sleeve (sleeve — valve) 1, wherein slides the piston.

The sleeve — valve is actuated at the bottom by the crankshaft through the auxiliary shaft 2 (with an eccentric spigot) and the spherical joint 3. To achieve gas timing distribution the sleeve — valve is provided at the top with some orifices and it oscillates (slides back and forth and at the same time rotates some degrees) inside the cylinder which is provided with the intake passageways „I“ and the exhaust passageways „E“.

One of the sleeve — valve orifices is used successively for intake and exhaust. The sealing of the cylinder is secured at the top with the sealing rings 4, the same as or different from piston rings. Research regarding gas timing distribution with other types of non — poppet — valve gears for aircraft engines, had been made in Germany between 1936 — 1945.

An interesting design is the rotary plate (rotary — valve) DVL — VWV (fig. 6) which consists of a disk 1, with peripheric gearing, located above the cylinder and is rotated at 1:4 of the engine speed by the vertical

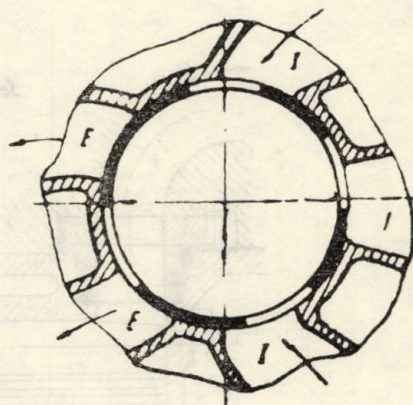
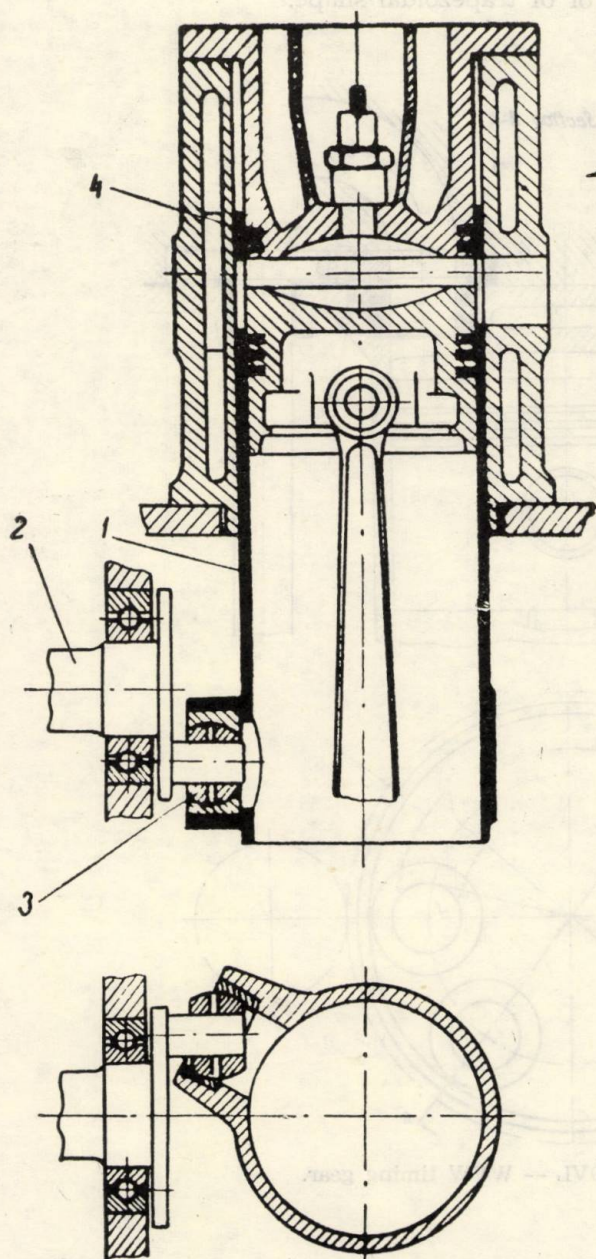


Fig. 5 — Burt — Mc Collum
Sleeve-valve timing gear.

- 1. Sleeve — valve
- 2. Eccentric — shaft
- 3. Spherical joint
- 4. Sealing rings
- I. Intake passageways
- E. Exhaust passageways

shaft 2. The rotary — valve is provided with two apertures: either with circular borders (as in fig. 6) or of trapezoidal shape.

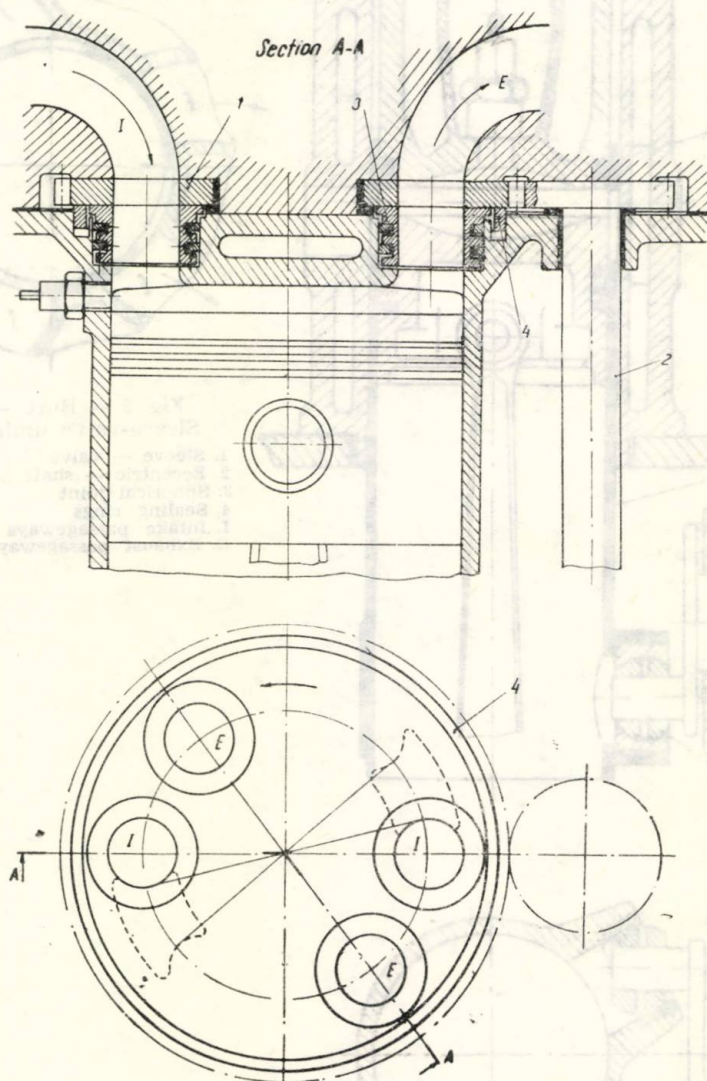


Fig. 6. DVL — WVV timing gear.

In the cylinder head there are four passageways of corresponding shapes. The sealing of each cylinder is secured with rings 3 around each port, and the sealing between cylinders is secured with the rings 4.

Fig. 6. DVL-WVW timing gear.

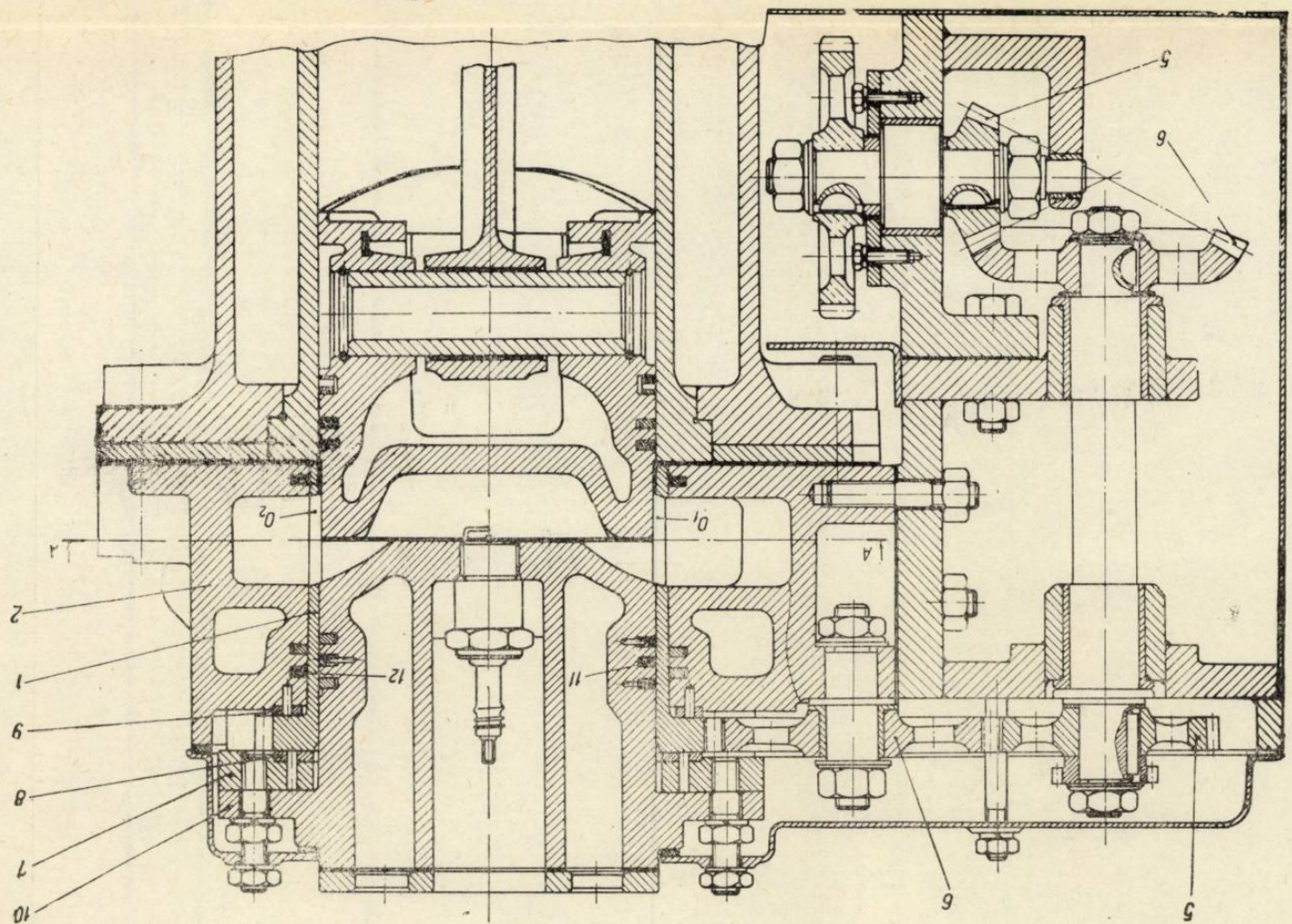
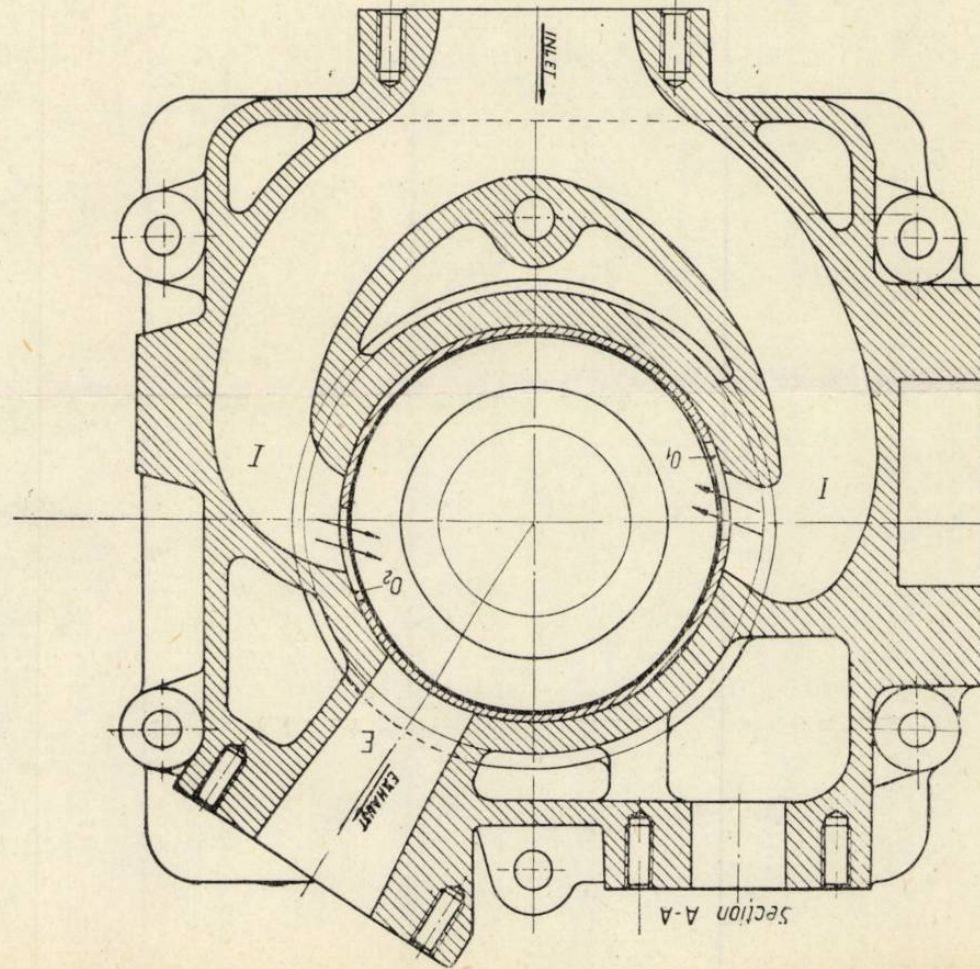
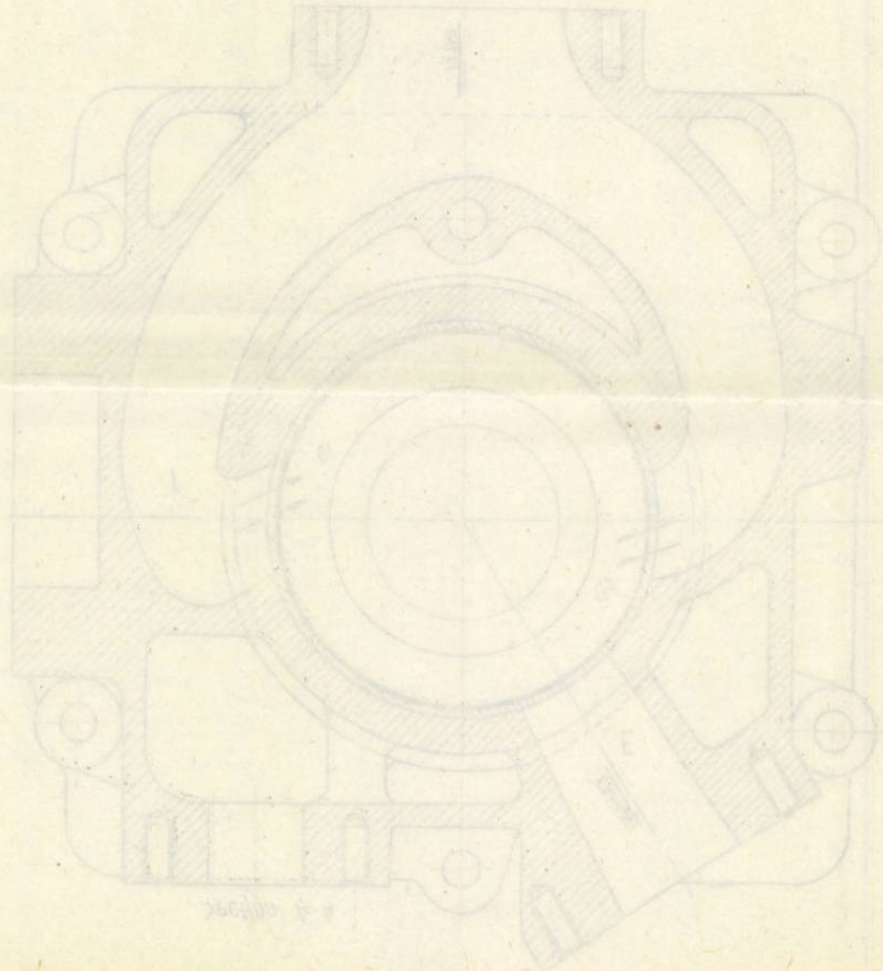
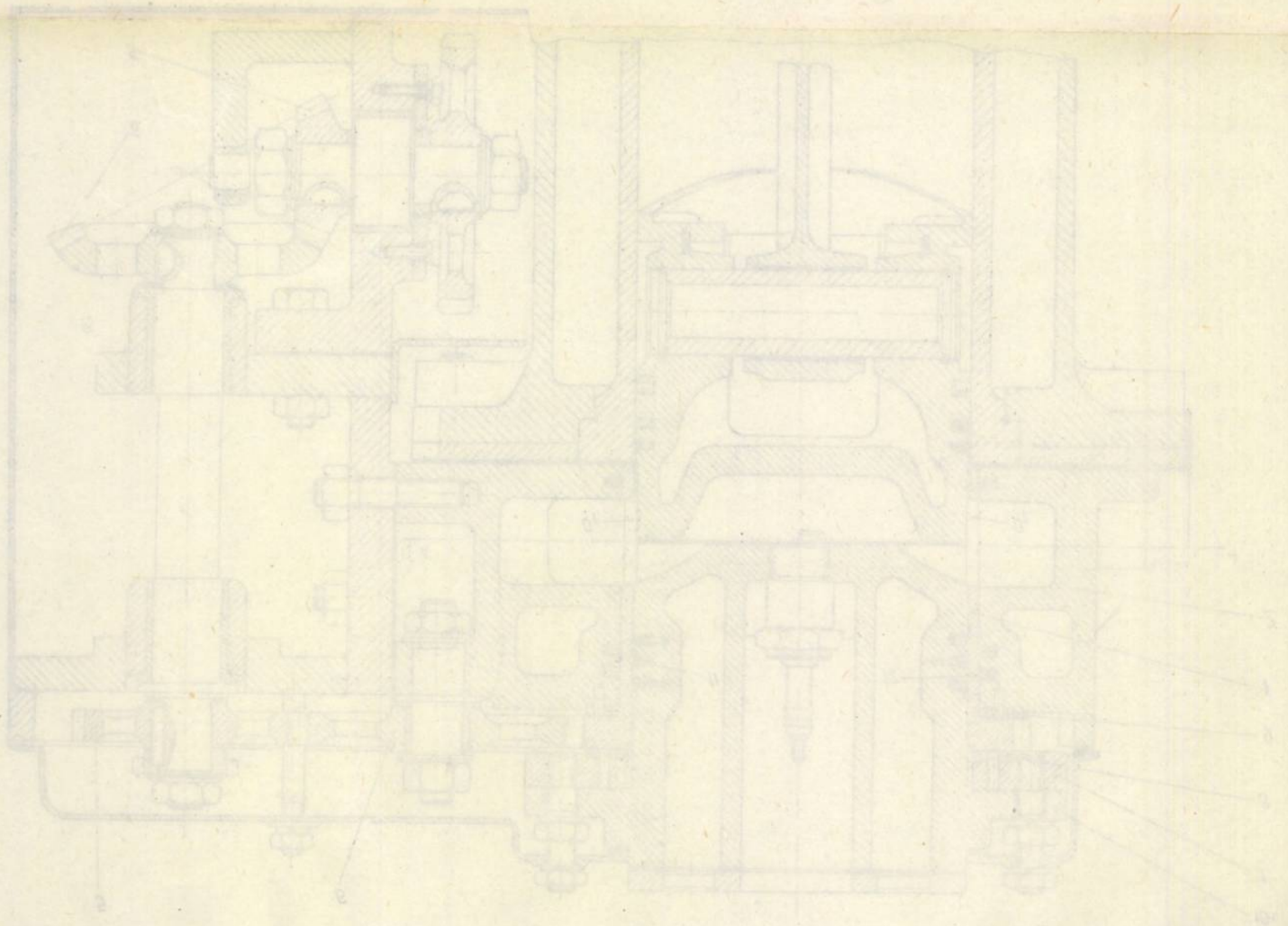


FIG. 9. DAP-IRAM. DRIVE SIDE



1:1 000000



In order to use the advantages of timing distribution with non — poppet — valve for automotive engines a new type of non — poppet — valve timing gear has been developed, with a view to eliminate as much as possible the disadvantages of the existing designs.

Then this timing gear has been designed for a four — stroke single-cylinder engine. This design has been fitted to a poppet — valve engine existing in our laboratory.

In fig. 7 is shown this timing gear which consists of a cylindrical sleeve 1 (sleeve — valve) located inside of a cylinder head 2 and provided with two rectangular orifices (O_1 and O_2) which open and close successively the peripheral ports of an exhaust passageway (E) and two opposed inlet passageways (I) inside the cylinder head. The sleeve — valve is provided with gearing at the top and is rotated at 1 : 4 of the engine speed by the engine crankshaft through the conic gear wheels 3 and 4, and the cylindrical gear wheels 5 and 6. The driving system appears somewhat complicated because the new timing gear is fitted on an already existing engine.

For a multicylinder engine the sleeve — valves are rotated by each other.

The sleeve — valve rests on the cylinder head and the support 7 through the intermediary rings 8 and 9. Inside the sleeve — valve there is a central cylinder head 10 (solidary with the external cylinder head through the intermediary support 7) in which is located a spark plug (or a nozzle if the design is fitted on an injection engine).

Because the orifices O_1 and O_2 are opposed the forces caused by the gas pressure upon sleeve — valve are reciprocally balanced.

The high accelerations which occur in the Burt — McCollum timing gear are eliminated with the new type of timing gear since the sleeve — valve is continuously rotated.

The sealing of the cylinder is somewhat simpler than that of the DVL — WVV disk — valve.

Inside the sleeve — valve the sealing is secured with the rings 11 the same design as piston rings and outside the sleeve — valve the sealing is secured with the rings 12 with a tension which occurs from outside to inside.

The principal advantages of this timing gear are as follows:

1. High volumetric efficiency and therefore high engine performances.
2. Possibility to design a good combustion chamber in order to obtain maximum output with minimum octane requirements and less air pollution.
3. Lower engine than that with overhead poppet — valves.
4. No poppet — valve — gear problems; fewer parts; less cost.

We will test this timing gear in order to ascertain the whole behaviour, the sealing of combustion chamber, the running at partial loads and then will determine the principal influences upon the engine performances.

R e z u m a t

Lucrarea evidențiază criteriile principale necesare pentru analiza unui motor din punct de vedere al distribuției gazelor și pentru analiza comparativă ale tipurilor de distribuții de bază.

Se prezintă apoi un tip nou de distribuție a gazelor; un sertar cilindric rotitor (bucșă) în capul de cilindru.

Bibliografie

1. RICARDO, H. R. : *The high speed internal combustion engine*. London, Blakie and Sons, 1953.
2. BENSINGER, W. D. : *Die Steuerung des Gaswechsels in schnellaufenden Verbrennungsmotoren*. Ediția a 3-a Springer — Verlag 1968.
3. BENSINGER, W. D. : *Die DVL — WVW — Drehschiebersteuerung* MTZ Sept. 1960.
4. MĂRDĂRESCU R., TÂNASE Fr. ș.a. : *Mecanism de distribuție pentru motoare cu ardere internă*, invenție 51.329.
5. OBERT E. : *Internal combustion engines*, International textbook, Scranton, Penna, U.S.A. 1968.

22.I.1970.

UNTERSUCHUNG DER VOM DRUCK AUSGEÜBTEN SCHWINGUNGEN IM EINLASSKOLLEKTR DES VIERTAKTMOTORS

DAN ABÄITANCEI

EINLEITUNG

Die Ladung des Motors mit Frischfüllung wird von einer Reihe komplexer Erscheinungen begleitet. Die Qualität dieses Vorganges wird erheblich von den Druckschwingungen im Ansaugkrümmer beeinflusst.

Theoretische und praktische Untersuchungen ergaben im Prinzip dass die Energienutzung der Verbrennungsmotoren auf grund einer günstigen Verwendung dieser Schwingungen bedeutend verbessert werden kann.

Die in dieser Richtung angestellten Untersuchungen boten den Motorkonstrukteuren eine Möglichkeit zur Berechnung dieser Schwingungen um sie einer nützlichen Verwendung zuzuführen (akustische und Trägheitsaufladung, Energiebilanzmethoden, grapho-analytische Methoden [2], [4], [6], [9], [10], u. a.) Unter den angeführten Möglichkeiten erwies sich die Methode der Charakteristiken zur Untersuchung der nichtstationären Erscheinungen während des Ladungswechsels für Ingenieur-Berechnungen als am besten geeignet.

Auf grund der Charakteristiken-Methoden stellte man sich in der Arbeit die Untersuchung der Schwingungsvorgänge im Ansaugkrümmer während des Ansaugens am Viertakt-Motor, als Ziel.

DAS GRUNDGLEICHUNGSSYSTEM

Im Falle der Viertakt-Motoren stehen dem Landungswechsel zwei Kolbenhübe zur Verfügung. Da die Überschneidung der Ventilsieten klein

ist wird der Ansaugvorgang wenig vom Auspussvorgang beeinflusst. So können die zwei Vorgänge praktisch einzeln untersucht werden.

Zur Aufstellung der Grundgleichungen die die Ladungsbewegung im Krümmer während des Aufladungsvorganges beschreiben, werden folgende Voraussetzungen aufgestellt:

— Die Bewegung der Ladungssäule ist eindimensional und nicht-stationär;

Der Wärmeaustausch mit der Umgebung wird vernachlässigt :

Die Bewegungsgeschwindigkeit des Mittels ist klein im Verhältnis zur Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Störungen so dass das Verhältnis dieser Geschwindigkeiten kleiner als eins ist.

Das Differentialgleichungssystem für eindimensionale Strömung mit Unterschallgeschwindigkeit ergibt sich nach L. Allievi :

$$\begin{aligned}\frac{\partial w}{\partial z} + \frac{1}{\rho^2} \frac{\partial p}{\partial t} &= 0 \\ \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{1}{\rho a^2} \frac{\partial p}{\partial x} &= 0\end{aligned}\quad (1)$$

Für die Beziehungen gilt :

p — der Druck in einem Querschnitt der Leitung bei einem Abstand x vom Ausgangspunkt.

w — die Geschwindigkeit im gleichen Querschnitt

t — die Zeit

ρ — die Gasdichte im angeführten Querschnitt

a — die Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Störung

Indem die Charakteristiken-Metoden zur Lösung des Systems angewendet werden, ermittelt man die Gleichungen des Strömungsquerschnittes und die des Zustandsquerschnittes [10]:

$$\frac{dX}{dZ} = \pm \frac{a}{a_0} \quad (2)$$

$$d \frac{w}{a_0} + \frac{2}{x-1} d \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{x-1}{2x}} = 0 \quad (3)$$

Mit Hilfe dieser Gleichungen können die Druckänderungen in jedem Querschnitt des Ansaugkrümmers einschliesslich dem Ventileingang festgelegt werden, für das Studium der Motorfüllung mit Freischladung besonders wichtig.

BERECHNUNGSANSAUGWERTE

Um die Gültigkeit der oben angeführten Behauptungen zu beweisen, wird die Methode zur Ermittlung des Druckverlaufs, abhängig von Weg und Zeit in einem Querschnitt des Ausgangkrümmers in dem der zeitliche Druckverlauf an einem bestimmten Ort bekannt ist angewendet.

In Bild 1 werden die Bestandteile des Ansaugsystems gezeigt und die Stellen wo die Messgeber angebracht sind.

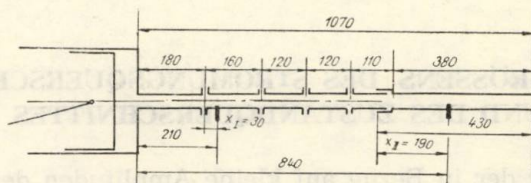


Bild 1

Auf grund der durchgeführten Messungen sind die zeitlichen Druckverläufe in X und X_1 (Bild 2) bekannt. Als Bezugsdruck wird der während den Versuchen gewesene Luftdruck $p_0 = 0,970 \text{ kgf/cm}^2$ ange-

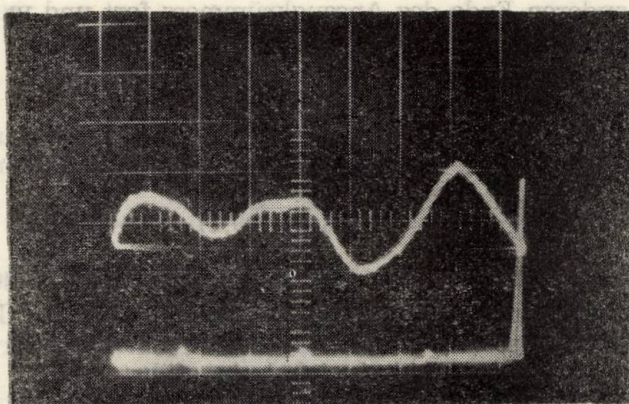


Bild 2 a

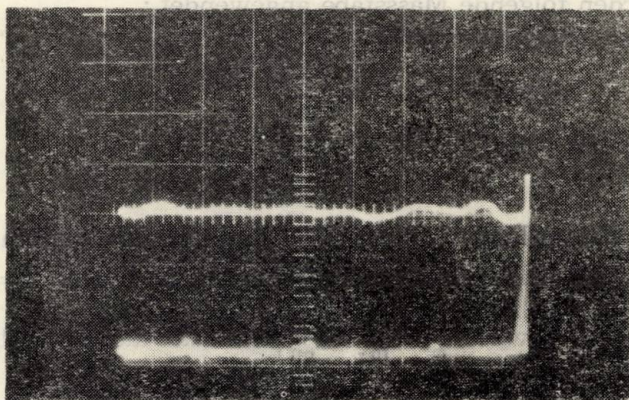


Bild 2 b

nommen auf Grund dessen die Druckverläufe in dimensionslose Koordinaten (p/p_0 , φ) aufgezeichnet wurden. (Bild 5). Kurve 1 zeigt die Anfangsbedingungen auf grund dessen die Berechnung durchgeführt wird; Kurve 2 wird zur Rechnungsüberprüfung herangezogen.

Auf Grund der Berechnungen soll der Druckverlauf in X_{II} für eine Drehzahl $n = 2200$ U/min. ermittelt werden.

DIE KENNGRÖSSEN DES STROMUNGSQUERSCHNITTES UND DES ZUSTANDQUERSCHNITTES

Auf Grund der in Bezug auf kleine Amplituden der Druckschwingungen gemachter Voraussetzungen werden zur Berechnung des Strömungsquerschnittes und des Zustandquerschnittes die Richtungsgleichungen (2) und die Vereinbarkeitsbedingungen (3) benützt.

Mit den Bedingungen, auf Grund deren die Ausgangsgleichungen aufgestellt wurden, pflanzen sich die Druckwellen ohne Veränderung von einem zum anderen Ende des Ansaugkrümmers fort und werden nur von den Anfangsbedingungen beeinflusst.

Für den untersuchten Fall wird die Grenzbedingung „Offenes Ende des Krümmers“ angewendet.

Der äussere bekannte Zustand wird durch $t_0 = 23^\circ\text{C}$ und $p_0 = 0,970$ Kgf/cm² gekennzeichnet. Die Schallgeschwindigkeit in diesem Zustand ist

$$a_0 = \sqrt{g \kappa R T_0} = \sqrt{9,81 \cdot 1,4 \cdot 29,27 \cdot 296} = 345 \text{ m/s}$$

wobei der Adiabatenindex mit $\kappa = 1,4$ für Frischgase angesetzt wurde.

Zwecks besserer Darstellung und Handhabung der Berechnungen wurde im Strömungsschaubild ausser der Z—Achse, die Ordinate φ entsprechend dem Kurbelwellendrehwinkel eingeführt.

Für die Koordinatenachsen der Strömungs- und Zustandsquerschnitte wurden folgende Massstäbe angewendet :

— Strömungsquerschnitt

$$m_z = 2,5 \text{ cm}; \quad m_\varphi = 0,1 \text{ cm}; \quad m_x = 5 \text{ cm}$$

— Zustandsquerschnitt;

$$m_w = 100 \text{ cm}; \quad m_p = [2/(\kappa - 1)] m_w = 500$$

Die Bezugslänge L kann nicht frei gewählt werden da zwischen Winkel und Zeit eine feste Beziehung besteht und zwar: $t = \frac{1}{6n} \cdot \varphi$

Da $Z = \frac{a_0}{L} t$ wird $\frac{Z}{\varphi} = \frac{m_\varphi}{m_z} = \frac{a_0}{6n L}$ woraus die Bezugslänge

$$L = \frac{a_0}{6n} \cdot \frac{m_z}{m_\varphi}$$

Für $a_0 = 354$ m/s; $n = 2200$ U/min, wird $L = 0,670$ m. Auf dem Zustandsflächenquerschnittsabziss werden die Geberorte auf folgende Abstände vom Rohrende gesetzt:

$$X_I = \frac{x_I}{L} = \frac{0,20}{0,670} = 0,314$$

$$X_{II} = \frac{x_{II}}{L} = \frac{0,870}{0,670} = 1,24$$

$$X_{III} = \frac{x_{III}}{L} = \frac{1,070}{0,670} = 1,60$$

DIE BERECHNUNG DER ZUSTAND- UND STRÖMUNGSFLÄCHE

Bis zur Öffnung des Ansaugventils ($\varphi = 12^\circ$ KW vor OT) vernachlässigt man die nichtstationäre Gasbewegung die vom früheren Zyklus verursacht wurde.

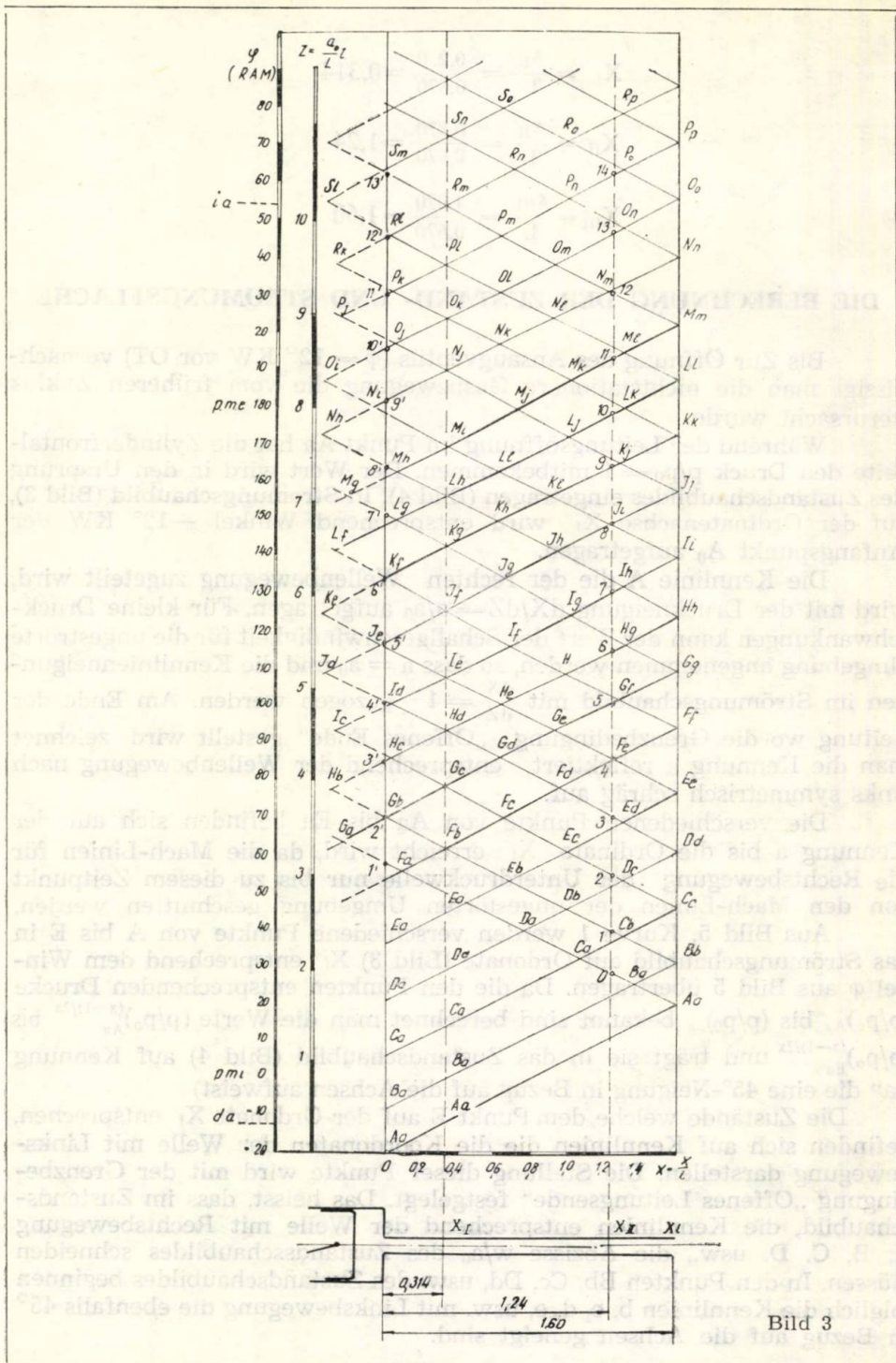
Während der Leitungsöffnung im Punkt Aa hat die Zylinderfrontal-seite den Druck $p/p_0 = 1$ mitbekommen. Der Wert wird in den Ursprung des Zustandschaubildes eingetragen (Bild 4). In Strömungsschaubild (Bild 3), auf der Ordinatenachse X_I wird entsprechend Winkel -12° KW der Anfangspunkt A_0 aufgetragen.

Die Kennlinie A die der rechten Wellenbewegung zugeteilt wird, wird mit der Druckneigung $dX/dZ = a/a_0$ aufgetragen. Für kleine Druckschwankungen kann der Wert der Schallgeschwindigkeit für die ungestörte Umgebung angenommen werden, so dass $a = a_0$ und die Kennlinienneigungen im Strömungsschaubild mit $\frac{dX}{dZ} = 1$ gezogen werden. Am Ende der Leitung wo die Grenzbedingung „Offenes Ende“ gestellt wird, zeichnet man die Kennung a reflektiert, entsprechend der Wellenbewegung nach links symmetrisch schräg auf.

Die verschiedenen Punkte von Aa bis Ea befinden sich auf der Kennung a bis die Ordinate X_I erreicht wird, da die Mach-Linien für die Rechtsbewegung der Unterdruckwelle nur bis zu diesem Zeitpunkt von den Mach-Linien der ungestörten Umgebung geschnitten werden.

Aus Bild 5, Kurve 1 werden verschiedene Punkte von A bis E in das Strömungsschaubild auf Ordinate (Bild 3) X_I entsprechend dem Winkel φ aus Bild 5 übertragen. Da die den Punkten entsprechenden Drucke $(p/p_0)_{Aa}$ bis $(p/p_0)_{Ea}$ bekannt sind berechnet man die Werte $(p/p_0)_{Aa}^{(x-1)/2x}$ bis $(p/p_0)_{Ea}^{(x-1)/2x}$ und trägt sie in das Zustandschaubild (Bild 4) auf Kennung „a“ die eine 45° -Neigung in Bezug auf die Achsen aufweist)

Die Zustände welche dem Punkt E auf der Ordinate X_I entsprechen, befinden sich auf Kennlinien die die Koordinaten der Welle mit Linksbewegung darstellen. Die Stellung dieser Punkte wird mit der Grenzbedingung „Offenes Leitungsende“ festgelegt. Das heisst, dass im Zustandschaubild, die Kennlinien entsprechend der Welle mit Rechtsbewegung A, B, C, D, usw., die Abzisse w/a_0 des Zustandsschaubildes schneiden müssen. In den Punkten Bb, Cc, Dd, usw. des Zustandschaubildes beginnen folglich die Kennlinien b, c, d, e, usw. mit Linksbewegung die ebenfalls 45° in Bezug auf die Achsen geneigt sind.



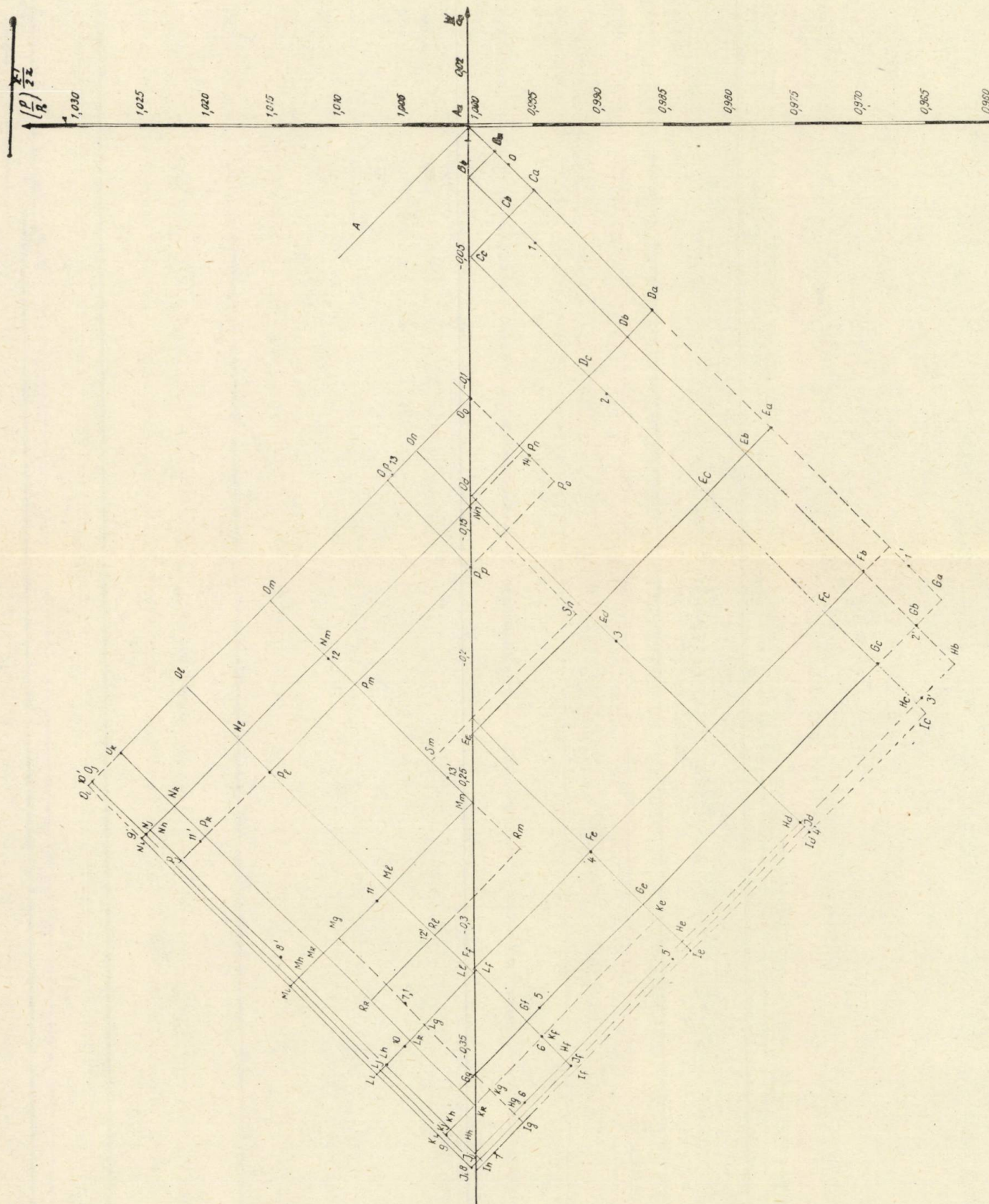


Bild 4

Auf Grund des oben Angeführten werden aus den Punkten Ba, Ca, Da, Ea, die Linien b, c, d, e ausgezogen. In Strömungsschaubild ergeben die Schnittpunkte der b-Linie (die die Reflexion der B-Linie am Ende des Krümmers darstellt) mit der X_1 Ordinate die Stellung des Punktes Fb, der so das auch die Stellung der Kennlinie F für die Rechtsbewegung festgelegt wird. Beim entsprechenden Winkel φ wird in Bild 5 auf Kurve 1 der Punkt Fb aufgetragen und man ermittelt sofort (p/p_0) . Man berechnet $(p/p_0)_{Fb}^{(x-1)/2x}$ und überträgt den Punkt auf das Zustandsschaubild auf Kennlinie b (Punkt Fb.). Aus Punkt Fb im Zustandsdiagramm wird die Kennlinie F auf 45° -Neigung ausgezogen, wobei die abzisse in Ef geschnitten werden. Hier beginnt die Kennlinie f die mit 45° -Neigung in entgegengesetzter Richtung gezogen wird. Im Strömungsschaubild (Bild 3) wird die Kennlinie E mit der Neigung $dX/dZ = 1$ eingetragen so dass sie an das offene Ende in Punkt Ef kommt. Von hier wird die Kennlinie f für die Welle mit Linksbewegung reflektiert.

Nach diesem Verfahren werden alle Linien eingezeichnet. Auf diese Art erhält man die zwei Geraden-Familien entsprechend den Wellen mit Rechts-bezw. Linksbewegung im Zustandschaubild (Bild 3) und im Strömungsschaubild (Bild 4).

Um den zeitlichen Druckverlauf in X_{II} zu erhalten, wird im Strömungsschaubild entsprechend dem Wert X_{II} die Ordinate ausgezogen die das Kennungsnetz in den Punkten 1, 2, 3... schneidet. In den entsprechenden Vierecken des Zustandschaubildes werden die bestimmten Stellungen der Punkte 1, 2, 3 ... proportionsmässig bestimmt. Durch Festlegung dieser Punkte kann mit Hilfe der Ordinate der Druckwert abgelesen werden. Nach der Umformung $(p/p_0)^{(x-1)/2x} \rightarrow p/p_0$ für alle Punkte, werden sie in Bild 5 Kuve 2 entsprechend dem KW aus dem Strömungsbild aufgetragen. So zum Beispiel schneidet die Ordinate II im Strömungsschaubild die Strecken Fd, Ed in Punkt 3 entsprechend 70° KW. Auf der Strecke Fd, Ed im Zustandschaubild wird die Stellung von Punkt 3 festgelegt, wobei der Wert $(p/p_0)^{\frac{x-1}{2x}}$ ermittelt wird. Man berechnet $(p/p_0)_3$ in Bild 5, Kurve 2 und trägt den Punkt 3 entsprechend 70° KW auf. Die Berechnung kann auch für Werte die auf der linken Seite der X_1 Ordinate liegen ausgeführt werden.

Von besonderem interesse ist der Gaszustand entsprechend der Ordinate Z da hiermit der Druckverlauf in unmittelbarer Zylindernähe ermittelt werden kann. Die Schnittpunkte zwischen zwei Kennungen liegen geöhnlich nich auf dieser Achse. In solchen Fällen werden die Mach-Linien, auch wenn sie die Z-Achse (gestrichelte Linie) überschreiten, bis zum Schnittpunkt verlängert. Entsprechend geht man auch im Zustandschaubild zur Vervollständigung des Kennungsnetzes vor. Wie ersichtlich ist schneidet die Z-Achse das Kennungsnetz, im Strömungsschaubild in den Punkten 1', 2', 3' usw. Nach dem vorher beschriebenen Verfahren wurde die Stellung dieser Punkte im Zustandschaubild ermittelt und der entsprechende Druckverlauf in Nähe des Ansaugventils berechnet und in Bild 5, Kurve 3 dargestellt.

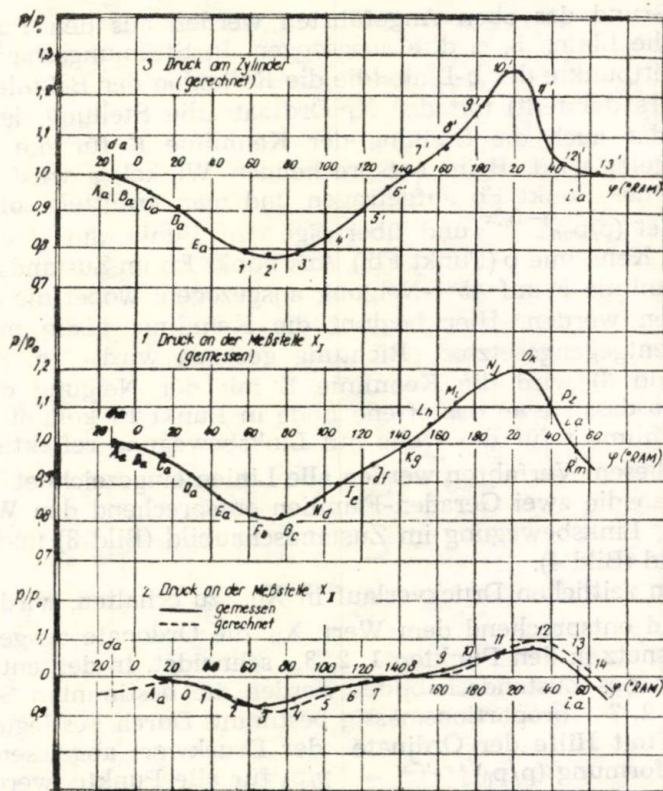


Bild 5

SCHLUSSFOLGERUNG

In Bild 5, Kurve 2 wurde der Druckverlauf für den Ort X_{II} berechnet (gestrichelt) und gemessen (Angezogen). Zwischen den zwei Kurven herrscht eine gute Übereinkunft so dass die vorgeschlagene Berechnungsmethode anwendbar ist. Zugleich erwiesen sich die angeführten Vereinfachungen der Rechenmethoden als zuverlässig.

Die Analyse des Druckverlaufs in der Nähe des Ansaugventils (Bild 5, Kurve 3), weist einen Höchstwert im Interval $10-20^\circ$ KW nach OT auf. Beim Schliessen des Ventils (54° KW) wird der Druck fast dem Bezugsdruck gleich (1,03) was zu der Schlussfolgerung führt, dass in diesem Falle der günstige Einfluss der Druckschwingungen zur besseren Frischgasfüllung nicht ausgenützt wurde.

R e z u m a t

Studiul procesului de admisiune cu luarea în considerație a fenomenelor dinamice din colector este deosebit de important, deoarece se pot obține efecte favorabile prin dirijarea acestor fenomene. Printre procedeele de calcul cunoscute metoda caracteristicilor se dovedește a fi mai indicată pentru calculele ingineresti.

Pe baza metodei caracteristicilor în lucrare se prezintă un caz concret cu aplicarea acestui procedeu particular pentru determinarea variației presiunii în colectorul motorului în patru timpi. Verificarea experimentală a confirmat justetea procedurii de calcul propus.

S c h r i f t t u m y

1. ARAMĂ C. și GRÜNWARD B.: *Motoare cu ardere internă*. Ed. tehnică 1966.
2. BĂRĂNESCU G. ș.a.: *Calculul procesului de schimbare a încărcăturii cilindrilor motoarelor cu ardere internă cu considerarea oscilațiilor din conductele de distribuție a gazelor*. Studii și cercetări de energetică și electrotehnică 17, nr. 3, 1967.
3. BONAMY, S. E.: *Manifold pressures*. În: *Automobile Engineer* Nr. 10, 1964.
4. HOFFMANN V. ș.a.: *Cercetări privind supraalimentarea acustică a motoarelor cu piston*. În: *Buletinul Institutului politehnic din Brașov*, Vol. VIII—1966.
5. HOFFMANN V. ș.a.: *Contribuții la studiul experimental al proceselor nestaționare în colectorul de admisiune al motorului cu piston*. Comunicare prezentată la „Conferința de motoare cu ardere internă” București, sept. 1967.
6. LIST H., REYL G.: *Der Ladungswechsel der Verbrennungskraftmaschine*. Erster Teil. Wien Springer, 1949.
7. MĂRDĂRESCU R.: *Vibrația gazelor în conducta de admisie la motoarele în patru timpi cu cilindri în linie*. În *Motoare pentru automobile și tractoare*. Litografia Învățământului, 1959.
8. OSWATITSCH, K.: *Gasdynamik*: Wien: Springer, 1952.
9. SEIFERT HANS: *Instationäre Strömungsvorgänge in Rohrleitungen an Verbrennungskraftmaschinen*. Springer Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg 1962.
10. ABĂITĂNCEI DAN: *O metodă pentru calculul fenomenelor de unde în procesul de admisiune la motoarele cu aprindere prin scînteie în patru timpi*. În construcția de mașini, nr. 8—9, 1967.
11. ABĂITĂNCEI DAN: *Fenomene dinamice în procesul de admisiune la motoarele în patru timpi*. În: *Revista Transporturilor*, nr. 7, 1968.

STUDIUL DINAMICITĂȚII ȘI ECONOMICITĂȚII AUTOBUZELOR ROMÂNEȘTI ECHIPATE CU DIFERITE TRANSMISII

MARIN UNTARU, VASILE CÎMPIAN, NICOLAE SEITZ

Creșterea continuă a parcului de autobuze destinate transportului urban în comun cere pe de o parte un studiu atent al dinamicității acestor autovehicule în condițiile creșterii densității circulației urbane iar pe de altă parte permite obținerea unor soluții constructive optime din punct de vedere economic datorită condițiilor de exploatare specifice.

Practica altor firme constructoare de autobuze arată că rezervele de diversificare a autobuzelor după scop nu este epuizată numai prin adaptarea caroseriei la diferitele condiții de exploatare ci poate fi extinsă prin eforturi constructive minime și la numărul de trepte din cutia de viteze, la valorile diferitelor rapoarte de transmitere, la sistemele de acționare ale elementelor transmisiei etc.

În lucrarea de față autorii au căutat să elaboreze punctele de vedere pentru alegerea unor parametri ai transmisiei autobuzelor urbane ținând cont de condițiile de circulație, de construcții similare străine și de economicitatea optimă pentru dinamicitatea cerută autobuzului urban modern. Drept obiect de cercetare a servit autobuzul TV-20 U experimental echipat cu un motor SR-214 care prezintă în prezent aceleași calități dinamice și economice pentru variantele urban și rutier.

1. PARTICULARITĂȚILE CIRCULAȚIEI RUTIERE ÎN CIRCUITE ÎNCHISE

Exploatarea unui autovehicul poate fi caracterizată de următoarele două regimuri de funcționare: regimul staționar și regimul nestaționar. lucrează în afara orașelor, iar al doilea regim este caracteristic autovehiculelor care lucrează în orașele aglomerate.

Spre deosebire de regimul staționar, cel nestaționar (funcționare în circuite închise) este caracterizat de variația vitezei în funcție de timp și spațiu.

Exploatarea autovehiculelor în circuite închise cuprinde accelerarea, decelerarea, pornirea și oprirea lor.

Totalitatea fazelor de mișcare enumerate, constituie ceea ce se numește regim de exploatare a autovehiculelor.

Luând în considerație cele expuse mai sus se poate spune că regimul de exploatare care include succesiunea fazelor: accelerare din loc cu cuplarea succesivă a treptelor de viteze (porțiunea OA), mersul cu viteză constantă (porțiunea AB), decelerarea (porțiunea BC), și frînarea pînă la oprirea completă (porțiunea CD) reprezintă regimul ciclic de mișcare a autovehiculelor. O succesiune completă a acestor faze reprezintă un ciclu de mișcare, a cărui schemă este arătată de figura 1.

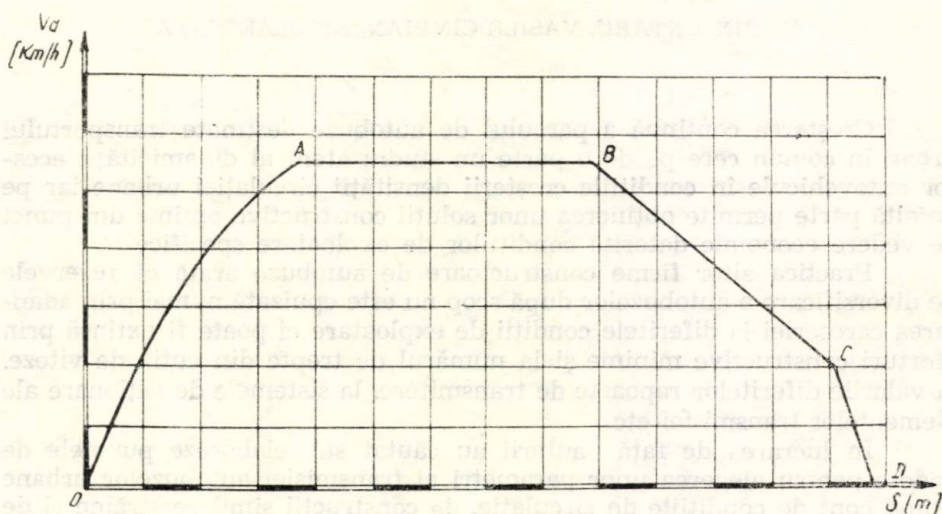


Fig. 1. Ciclurile de mișcare a autobuzelor urbane.

În condițiile reale de deplasare, legitatea ciclurilor se schimbă deoarece în unele faze de mișcare pot apare elemente ale altor faze. Spre exemplu, în faza de accelerare pot apare elemente ale fazei de mișcare staționară sau decelerare.

Dependența vitezei medii de drumul ciclului sau de timpul consumat pentru efectuarea lui poate fi folosită drept criteriu de bază pentru evaluarea calităților dinamice ale autovehiculelor la funcționarea în cicluri închise. Viteza medie a ciclului se poate determina dacă prin calcul sau prin încercările pe drum se stabilește spațiul și timpul pentru întreg ciclul.

2. PARAMETRII DINAMICI AI AUTOBUZULUI TV-20 UE ÎN FUNCȚIE DE PARAMETRII TRANSMISIEI

Pentru studiul influenței transmisiei asupra parametrilor dinamici s-au luat ca elemente de diversificare raportul de transmitere din transmisia centrală întrucât modificarea acestuia constituie soluția tehnologică cea mai economică. Astfel s-au ales valorile : $i_0 = 7,2$; $i_0 = 8,8$; $i_0 = 9,82$ și cel existent $i_0 = 7,92$.

Pe baza relațiilor cunoscute [1] s-au stabilit vitezele maxime pe trepte și coeficienții maselor în rotație, valori care au permis calculul timpilor de utilizare a treptelor și timpilor de demaraj minim [1], [2] (tabelul 1).

Tabelul 1

i_0	Timpul parcurs în treapta (s)					Timpul de demaraj realizat (s)				
	I	II	III	IV	V*)	I	II	III	IV	V
7,20	5,06	6,15	15,50	38,50	205	5,06	12,57	28,82	68,07	275,82
7,92	4,37	5,35	11,90	26,25	75	4,37	10,47	23,12	50,11	125,86
8,80	4,26	4,40	9,36	18,60	33,4	4,26	9,41	19,52	38,87	73,02
9,82	4,10	5,74	7,40	14,20	19,7	4,10	8,59	16,74	31,69	52,14

Timpii de demaraj din tabelul 1 prezintă unele anomalii. Astfel la $i_0 = 7,2$ în treapta V timpul de 205 sec. este foarte mare. Acest lucru se datorește faptului că $0,9 \cdot V_{\max} = 81$ km/h adică tocmai viteza maximă practic realizabilă. De asemenea la $i_0 = 9,82$ se observă că timpul de utilizare al treptei a doua este mai mic decât cel al treptei întâia fapt ce se explică prin creșterea influenței maselor în rotație la această treaptă, care micșorează decelerația. De asemenea se poate considera că pentru o cutie de viteze mecanică timpul de utilizare al treptei sub 4 sec. este prea mic pentru a putea utiliza din plin avantajele raportului mare de transmitere. Un alt dezavantaj constă în faptul că forța de tracțiune maximă din treapta I este utilizabilă numai pe drumuri cu aderență avînd $\varphi > 0,5$. În stare descărcată sau semiîncărcată timpii scad la valori și mai mici, iar coeficientul de aderență necesar crește și mai mult. În schimb apar avantajoase decelerațiile mari din treptele superioare.

Pentru analiza funcționării în regim nestaționar interesul principal îl constituie însă spațiul de demaraj care influențează în mare măsură viteza medie ce poate fi atinsă în cadrul unui ciclu de o anumită mărime. Pentru aceasta s-au calculat spațiile parcurse în fiecare treaptă precum și spațiul de demaraj total [2].

*) În această treaptă s-a calculat timpul pentru $0,9 V_{\max}$.

În tabelul 2 se prezintă valorile calculate ale spațiilor respective.

Tabelul 2

i_0	Spațiul de demaraj în treaptă (m)					Spațiul de demaraj total (m)				
	I	II	III	IV	V	I	II	III	IV	V
7,20	9,15	33,4	139	565	2000	9,15	45,55	190,8	764,3	2700
7,92	8,90	28,3	101	350	1420	8,90	40	148	302	1934
8,80	7,60	20,3	71	219	550	7,60	30,30	105,5	331,5	892
9,82	6,30	16,1	51	154	294	6,30	24,50	79,4	239,8	542,5

Pentru a crea posibilități de comparație unice pentru cele patru variante ale autobuzului TV-20 UE s-au trasat curbele timpului și spațiului de demaraj funcție de viteză, curbe care sînt reprezentate în figurile 2 și 3. Pe baza figurii 3 se poate stabili tabelul 3.

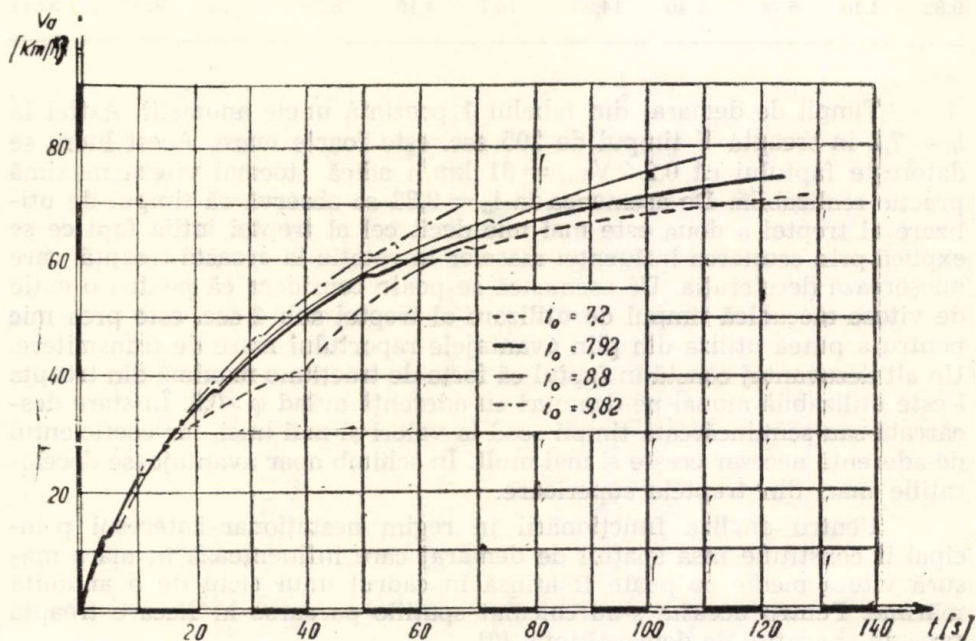


Fig. 2. Variația timpului de demaraj a autobuzului TV-20 UE pentru diferite ra-poarte de transmitere a reductorului central.

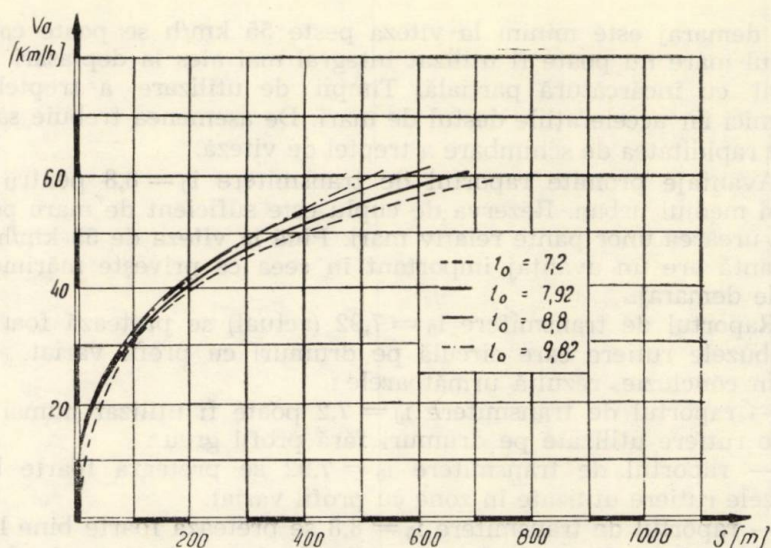


Fig. 3. Variația spațiului de demaraj a autobuzului TV-20 UE pentru diferite rapoarte de transmitere a reductorului central.

în care se prezintă viteza în funcție de spațiul de demaraj necesar fiecărei variante a autobuzului.

Tabelul 3

$\begin{matrix} \text{io} \\ \text{vo} \end{matrix}$	Spațiul de demaraj (m)			
	7,2	7,92	8,8	9,82
40	175	193	165	195
45	265	268	230	265
50	395	355	305	350
55	525	469	465	430
60	815	640	574	525

Tabelul 3 oferă concluzii foarte interesante în sensul că se observă că spațiul de demaraj cel mai avantajos (la $V = 50$ km/h) îi oferă varianta cu $i_0 = 8,8$ și varianta $i_0 = 9,82$ urmat de $i_0 = 7,92$ și $7,2$. În cazul $i_0 = 7,2$ cu toate că timpii de utilizare a treptelor de viteză sînt mai mari iar spațiul de demaraj pe trepte este mai mare, datorită influenței mici a maseilor în rotație și vitezelor maxime pe trepte mai mari ajunge la calități dinamice la deplasarea în planul orizontal destul de bune. La deplasări în pantă situația se poate schimba sensibil. În cazul acesta treapta a V-a practic nu poate fi utilizată. În cazul variantei $i_0 = 9,82$ cu toate că spa-

țiul de demaraj este minim la viteza peste 55 km/h se poate considera că cuplul mare nu poate fi utilizat integral mai ales la deplasări în plan orizontal cu încărcătură parțială. Timpii de utilizare a treptelor sînt foarte mici iar accelerațiile destul de mari. De asemenea trebuie să crească mult rapiditatea de schimbare a treptei de viteză.

Avantaje promite raportul de transmitere $i_0 = 8,8$ pentru deplasările în mediul urban. Rezerva de cuplu este suficient de mare pentru a asigura urcarea unor pante relativ mari. Pînă la viteza de 55 km/h această variantă are un avantaj important în ceea ce privește mărirea spațiului de demaraj.

Raportul de transmitere $i_0 = 7,92$ (actual) se pretează foarte bine la autobuzele rutiere care circulă pe drumuri cu profil variat.

În concluzie, rezultă următoarele :

- raportul de transmitere $i_0 = 7,2$ poate fi utilizat numai la autobuzele rutiere utilizate pe drumuri fără profil greu :

- raportul de transmitere $i_0 = 7,92$ se pretează foarte bine la autobuzele rutiere utilizate în zone cu profil variat.

- raportul de transmitere $i_0 = 8,8$ se pretează foarte bine la autobuze urbane întrucît prezintă un spațiu de demaraj minim în domeniul vitezelor utilizate în transportul public urban;

- raportul de transmitere $i_0 = 9,82$ este prea mare pentru autobuzul considerat. Timpii de utilizare mici ai treptelor inferioare fac ca acest avantaj să nu poată fi pe deplin utilizat. Întrucît motorul trebuie să lucreze supraturat în regimul staționar rezultă necesitatea unui limitator de turație pentru a evita uzurile excesive ale motoarelor.

Evident aceste concluzii trebuie puse în acord și cu calitățile economice ale autobuzului.

3. PARAMETRII DINAMICI AI AUTOBUZELOR ROMÂNEȘTI ÎN FUNCȚIE DE PARAMETRII TRANSMISIEI ȘI AI MOTORULUI

Pentru comparație s-au utilizat datele experimentale obținute pe patru autobuze urbane aparținînd diferitelor firme. Principalele caracteristici dinamice ale acestor autobuze sînt prezentate alături de cele ale autobuzului TV-20 UE în tabelul 4.

Din datele prezentate se observă că puterea specifică a autobuzului TV20 UE este la nivelul și chiar superioară celor utilizate la autobuzele de comparație. De asemenea se observă că viteza maximă este mult superioară celorlalte autobuze ceea ce în cazul autobuzului urban nu constituie neapărat un avantaj.

Cuplul la roata motoare este evident excesiv de mare pentru un autobuz urban însă justificat, pentru un autobuz rutier. În cazul cînd se ridică raportul de transmitere în reductorul central la $i_0 = 8,8$ apare posibilitatea de a utiliza treapta a doua ca treaptă de pornire fără a suprasolicita prea mult ambreiajul. Prin mărirea raportului de transmitere la $i_0 = 8,8$ cuplul specific la roata motoare ajunge la valoarea maximă utilizată la

Tabelul 4

Tipul autobuzului Firma	NH15V Anwärter	Pröfekt 13 Büssing	Magirus 170S11H	750SL MAN	0305 Mercedes	TV-20UE Autobuzul $i_0 = 7,92$	TV-20UE variantă propusă $i_0 = 8,8$
Motor	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel	Otto	Otto
Putere max/turație	180 CP 2000 $\frac{\text{rot.}}{\text{min.}}$	195 CP 2100 $\frac{\text{rot.}}{\text{min.}}$	170 CP 2650 $\frac{\text{rot.}}{\text{min.}}$	170 CP 2500 $\frac{\text{rot.}}{\text{min.}}$	170 CP 2200 $\frac{\text{rot.}}{\text{min.}}$	150 CP 3600 $\frac{\text{rot.}}{\text{min.}}$	150 CP 3600 $\frac{\text{rot.}}{\text{min.}}$
Cuplul max I turație PD	77 kgfm 1200 $\frac{\text{rot.}}{\text{min.}}$	75 1200 $\frac{\text{rot.}}{\text{min.}}$	53,6 1300 — 1600	50 1600 $\frac{\text{rot.}}{\text{min.}}$	59 1500	35,2 2000 $\frac{\text{rot.}}{\text{min.}}$	35,2 2000 $\frac{\text{rot.}}{\text{min.}}$
Cuplul la toate mo- toarele kgfm I PD	Cutie automată Cutie automată		1630 390	1310 314	1430 338	1800 278	2000 308
Cuplul specific kgfm/tf	—	—	24,4	19,6	22,6	22	24,4
Puterea specifică CP tf	11,2	12,65	10,6	10,6	11,3	11,9	11,9
Viteza maximă km/h	62	70	69,5	76	73,6	83	74,5

autobuzele prezentate. Pentru consumul specific pe 100 km această mărire a raportului de transmitere nu va avea probabil o influență prea bună. Pentru un autobuz urban însă apar situații când s-ar putea obține și aici o îmbunătățire.

O concluzie finală se va obține numai după ce se va analiza și latura economică.

4. CARACTERISTICA ECONOMICĂ A AUTOBUZULUI TV-20 UE ÎN FUNCȚIE DE PARAMETRII TRANSMISIEI

Pentru construirea caracteristicii economice a autobuzului în funcție de raportul de transmitere i_0 s-au utilizat caracteristicile motorului SR-215 ridicate pe bancul de probă în condiții de laborator și din care s-au obținut caracteristicile dinamice pentru priza directă reprezentate în figurile 4, 5, 6 și 7.

În aceste caracteristici s-a trecut în ordonată cuplul la roata motoare și în abscisă viteza de deplasare în treapta V-a. Curbele cuplului la roata motoare s-au trasat pentru diferite unghiuri de deschidere ale

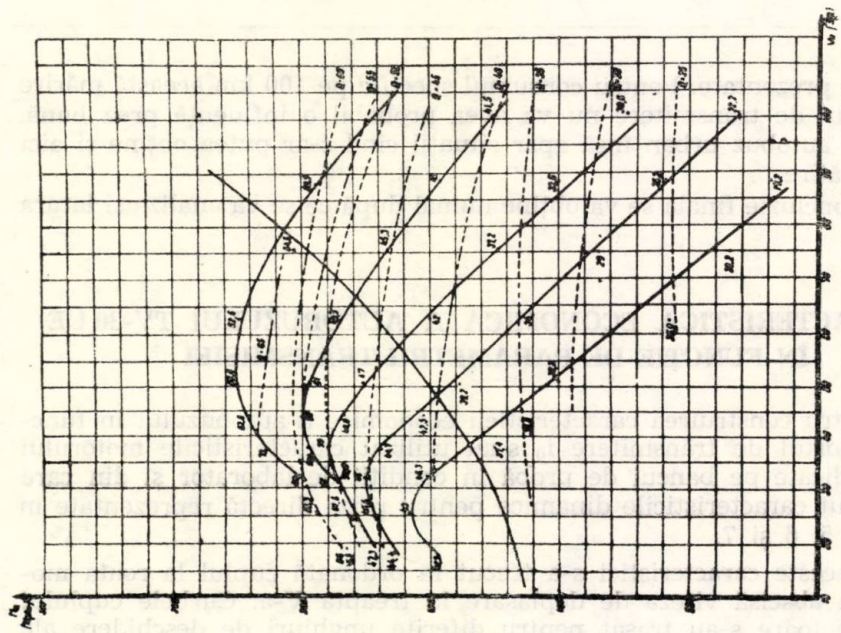


Fig. 4. Caracteristica dinamică pentru priză directă și $I_0 = 7,2$.

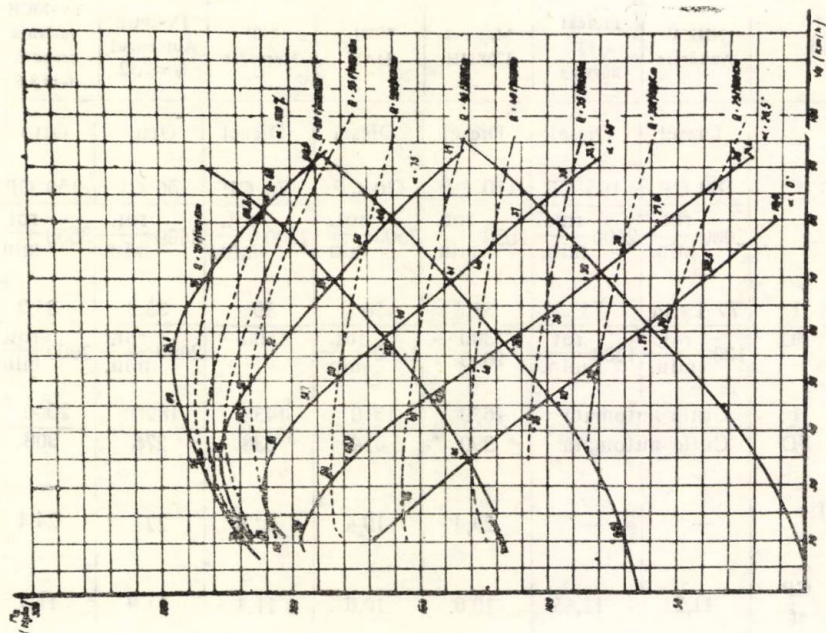
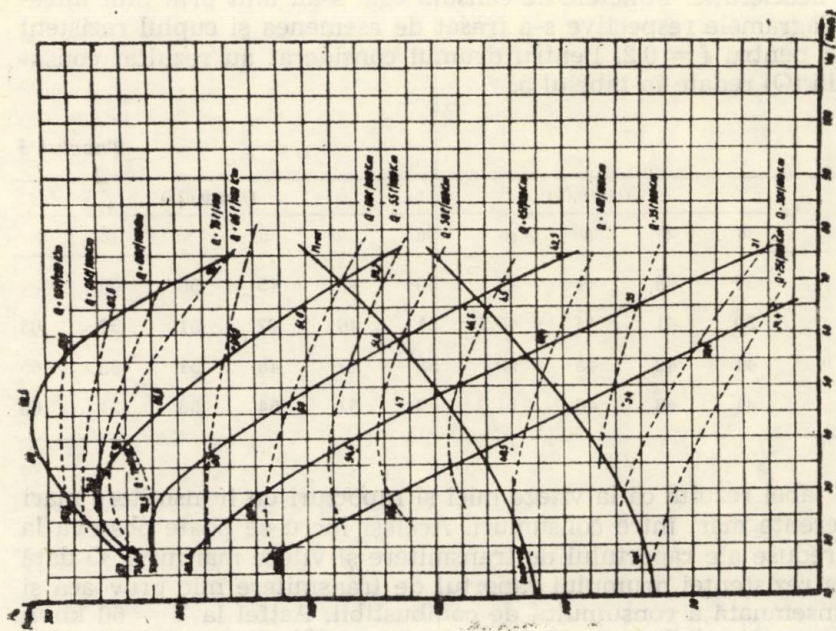
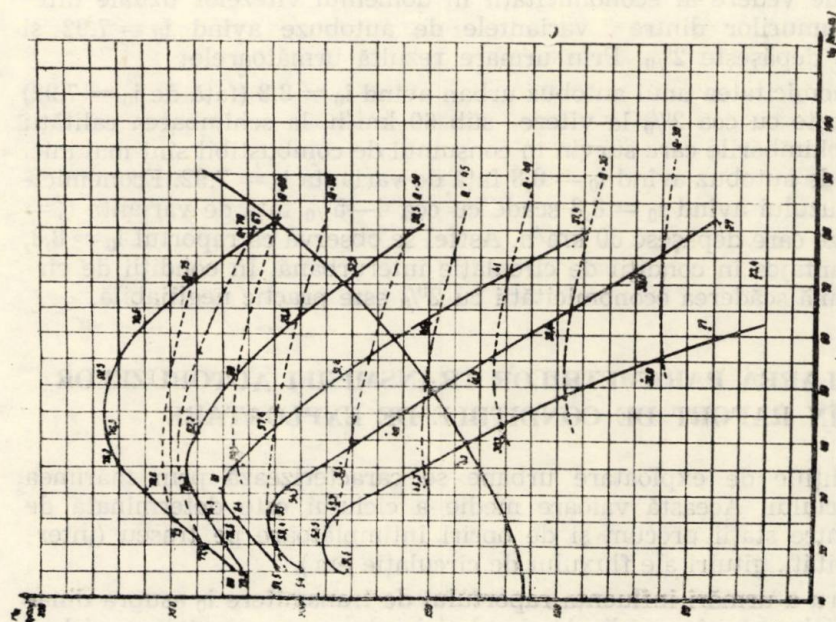


Fig. 5. Caracteristica dinamică pentru priză directă și $I_0 = 7,92$.



clapetei de accelerație. Punctele de consum egal s-au unit prin linii întrerupte. Pe diagramele respective s-a trasat de asemenea și cuplul rezistent al drumului pentru $f = 0,2$. Pentru drumul considerat au rezultat consumurile medii (Q) redată în tabelul 5.

Tabelul 5

i_0	V_a	$Q (= 0,02)$					$Q (= 0,025)$				
		30	40	50	60	70	30	40	50	60	70
7,20		37	38	41	44	50	43	45	50	63	—
7,92		39	41	44	47,5	51	46	47	51	52	65
8,80		41	42	45	50	53	47	48	51	55	65
9,82		41	43	46	51,6	60	51	54	56	51	65

Din tabel rezultă că la viteze mici și raporturi de transmitere mari nu sînt diferențe mari între consumuri. Același lucru se poate observa la valori mai reduse ale raportului de transmitere și viteze mai mari. O dată cu creșterea rezistenței drumului raportul de transmitere mic provoacă și o creștere însemnată a consumului de combustibil. Astfel la $V = 60$ km/h consumul de combustibil crește la $i_0 = 7,2$ cu cca 43%; la $i_0 = 7,92$ cu 9%; la $i_0 = 8,8$ cu 10% iar la $i_0 = 9,82$ cu 13%. De asemenea se observă că din punct de vedere al economicității în domeniul vitezelor uzuale diferența consumurilor dintre variantele de autobuze avînd $i_0 = 7,92$ și $i_0 = 8,8$ nu depășește 2%. Prin urmare rezultă următoarele:

Economicitatea unui autobuz urban avînd $i_0 = 8,8$ (față de $i_0 = 7,92$) se înrăutățește cu cca 2% la viteze sub 60 km/h, la schimbarea calității drumului schimbările care survin în consumul de combustibil sînt mai mici la varianta de autobuz avînd $i_0 = 8,8$ față de varianta $i_0 = 7,92$. Economicitatea autobuzului avînd $i_0 = 8,8$ scade cu cca 4—5% față de varianta $i_0 = 7,92$ la viteze care depășesc 60 km/h. Astfel se observă că raportul $i_0 = 8,8$, nu este avantajos în condiții de circulație interurbană. În condiții de circulație urbană scăderea economicității cu 2% este practic neglijabilă.

5. CORELAREA PARAMETRILOR TRANSMISIEI AUTOBUZELOR ÎN RAPORT DE CONDIȚIILE DE EXPLOATARE

Condițiile de exploatare urbane se caracterizează prin mărimea medie a ciclului. Această valoare medie a ciclului este determinată de distanța dintre stații precum și de opriri întâmplătoare pe traseu (intersecții, priorități, gîtuiri ale fluxului de circulație etc.).

Pentru a urmări influența raportului de transmitere i_0 asupra dinamicității autobuzului în condițiile circulației urbane s-au presupus cicluri de diferite lungimi pe care autobuzul le parcurge cu viteza pe plafon de

60 km/h. Astfel ciclurile vor fi parcurse printr-o mișcare nestaționară (demaraj, rulare liberă și frinare) și o mișcare staționară [3]. În urma determinării timpului de parcurgere al ciclului s-a determinat viteza medie de parcurgere a ciclului pe baza spațiilor de demaraj, lungimii ciclului și vitezei plafon. Rezultatele sînt redată în tabelul 6 iar în figura 8 s-a reprezentat variația vitezei medii în funcție de lungimea ciclului.

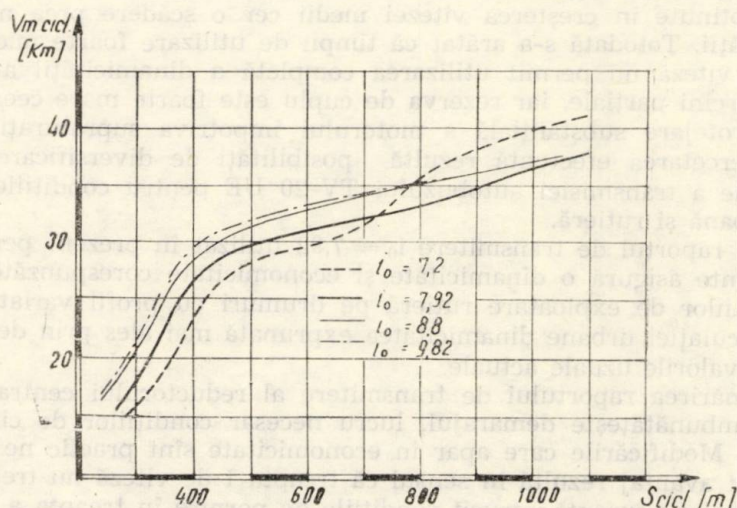


Fig. 8. Variația vitezei medii pe ciclu a autobuzului TV-20 UE pentru diferite rapoarte de transmitere a reductorului central.

Valorile obținute arată că viteza medie crește la cicluri mici cu 9—11% la schimbarea raportului de transmitere de la 7,92 la 8,8 (la schimbarea de la 7,92 la 9,82 variația respectivă este de 14%).

Tabelul 6

Lungimea ciclului m	Timpul total (s)				Viteza medie (km/h)				Creșterea vitezei medii la $i_o = 8,8$ în raport cu $i_o = 7,9$
	7,2	7,92	8,8	9,85	7,2	7,92	8,8	9,85	
200	44	39	35	34	16,3	18,5	20,6	21,2	+ 11%
300	55	48	44	42	19,1	22,5	24,6	25,7	+ 9%
400	59	53	50	48	24,4	27,1	28,8	30	+ 6%
600	73	70	66	66	29,6	30,8	32,8	32,8	+ 6%
800	80	85	84	83	36	33,8	34,3	34,6	+ 2%
1000	90	96	96	97	40	37,5	37,5	37,5	0%

Sporul vitezei medii de parcurgere a ciclului scade pe măsură ce crește lungimea ciclului. Pe de altă parte însă se îmbunătățește economicitatea autobuzului cu i_0 mai ridicat prin apariția spațiului de rulare liberă. Avînd în vedere că lungimea obișnuită a ciclurilor urbane este sub 800 m iar tendința este spre micșorarea acestora, sporul de 6—9% al vitezei medii în schimbul unei scăderi a economicității de cca 2% este justificat. O mărire exagerată a raportului de transmitere nu este indicată întrucît avantajele obținute în creșterea vitezei medii cer o scădere prea mare a economicității. Totodată s-a arătat că timpii de utilizare foarte mici ai treptelor de viteză nu permit utilizarea completă a dinamicității autobuzului la sarcini parțiale, iar rezerva de cuplu este foarte mare ceea ce impune o protejare substanțială a motorului împotriva supraturărilor.

Din cercetarea efectuată rezultă posibilități de diversificare cu avatajane reale a transmisiei autobuzului TV-20 UE pentru condițiile de circulație urbană și rutieră.

Astfel, raportul de transmitere $i_0 = 7,92$ utilizat în prezent pentru ambele variante asigură o dinamicitate și economicitate corespunzătoare numai condițiilor de exploatare rutieră pe drumuri cu profil variat. În condițiile circulației urbane dinamicitatea exprimată mai ales prin demaraj este sub valorile uzuale actuale.

Prin mărirea raportului de transmitere al reductorului central la $i_0 = 8,8$ se îmbunătățește demarajul, lucru necesar condițiilor de circulație urbană. Modificările care apar în economicitate sînt practic nesemnificabile. Un alt avantaj rezultă în sensul că treapta I de viteză nu trebuie folosită în circulația curentă întrucît condițiile de pornire în treapta a II-a se îmbunătățesc considerabil.

Zusammenfassung

Die steigende Anzahl der Stadtbusse und die gegenwertigen Verkehrsbedingungen rechtfertigen ein Studium der Dynamik und Wirtschaftlichkeit dieser Autobusse mit dem Zweck das Getriebe von den Fernverkehrsbusen zu differenzieren. In der Arbeit wird der Einfluss der Achsgetriebeübersetzung untersucht und Schlussfolgerungen für den TV-20 UE Stadtbuss dargestellt.

Bibliografie

1. CÎMPIAN V.: *Studiul dinamicității și economicității autovehiculelor în regim de funcționare nestaționar*. Teză de doctorat, Brașov 1968.
2. CÎMPIAN V.: *Determinarea analitică a calităților de demaraj ale autovehiculelor*, susținută în sesiunea jubiliară a Institutului politehnic Brașov, 1968.
3. CÎMPIAN V.: *Aprecieria dinamicității autobuzelor urbane*. Revista Transporturilor, nr. 12, 1969.
4. LURIE M. I. și TOKAREV, A. A.: *Skorostnie kacestva i toplivnaia ekonomičnosti avtomobilia*, Moskva, Izdatestva Mašinostroenie, 1967.
5. UNTARU M. și col.: *Automobile*, Editura didactică și pedagogică, București 1968.

15 ianuarie 1970.

POSSIBILITĂȚI DE ÎMBUNĂTĂȚIRE A CONFORTABILITĂȚII AUTOCAMIOANELOR ROMÂNEȘTI

IOAN DRĂGHICI, AUREL JULA, EMIL CHIȘU

Vibrațiile care iau naștere în autocamioane, datorită neregularităților drumului pe care acestea circulă, influențează în mod negativ asupra confortabilității conducătorilor și asupra condițiilor de transportare a mărfii. Pentru a anihila această acțiune, constructorul trebuie să aleagă în mod corespunzător caracteristica elastică a suspensiei și caracteristica de amortizare a vibrațiilor autovehiculului.

La autocamioane problema confortabilității se pune sub două aspecte și anume: confortabilitatea conducătorului și a pasagerilor din cabina mașinii și păstrarea mărfii transportate pe platforma autocamionului. Lucrarea de față analizează numai influența vibrațiilor verticale ale caroseriei autocamionului asupra confortabilității.

Se prezintă rezultatele studiului teoretic al influenței diferiților parametri constructivi principali ai autocamioanelor asupra confortabilității acestora, indicându-se și posibilitățile de îmbunătățire a confortabilității autocamioanelor românești.

ANALIZA CONFORTABILITĂȚII AUTOCAMIOANELOR ROMÂNEȘTI

Studiul confortabilității*) s-a efectuat prin calcularea parametrului de confort — definit ca raportul dintre accelerația maximă a caroseriei și înălțimea neregularităților drumului pe care circulă autovehiculul [4, 5, 6] — pentru fiecare autocamion. În [4, 6], relația parametrului de confort s-a stabilit prin rezolvarea ecuațiilor de mișcare ale sistemului vibrant simplificat, cu două mase.

*) Studiul s-a efectuat pentru autocamioanele SR-113, SR-114, SR-113 N, SR-113 L și BA 8 (20), parametrii principali ai acestora fiind indicați de sectorul concepție al Uzinei de autocamioane Brașov.

Folosind relațiile din [4, 6] s-a calculat variația parametrului de confort în funcție de sarcina utilă, pentru camioanele analizate atât pentru suspensia față cât și pentru suspensia spate. Pentru aceasta, s-a modificat numai masa caroseriei, celelalte date rămânând aceleași. Pentru a evidenția influența gradului de amortizare, s-a calculat și parametrul de confort al autocamionului fără sarcină utilă, pentru un grad de amortizare optim, în cazul sarcinii utile parțiale [4, 5].

Stabilirea influenței sarcinii utile asupra parametrului de confort este deosebit de importantă, deoarece la autocamioane greutatea ce revine suspensiei spate se modifică mult, de la situația complet încărcat la gol.

Spre exemplificare, în fig. 1—2 s-a reprezentat variația parametrului de confort $|\lambda|$, în funcție de sarcina utilă, pentru autocamionul SR-113, suspensia față (v. fig. 1) și suspensia spate (v. fig. 2). În fig. 1 și 2 curbele 1 corespund autocamionului fără sarcină utilă, cu un grad de amortizare $D=0,49$ și respectiv $0,483$; curbele 2 — autocamionului fără sarcină utilă cu $D=0,208$ și respectiv $0,3$; curbele 3 — autocamionului complet încărcat cu $D=0,49$ și respectiv $0,483$.

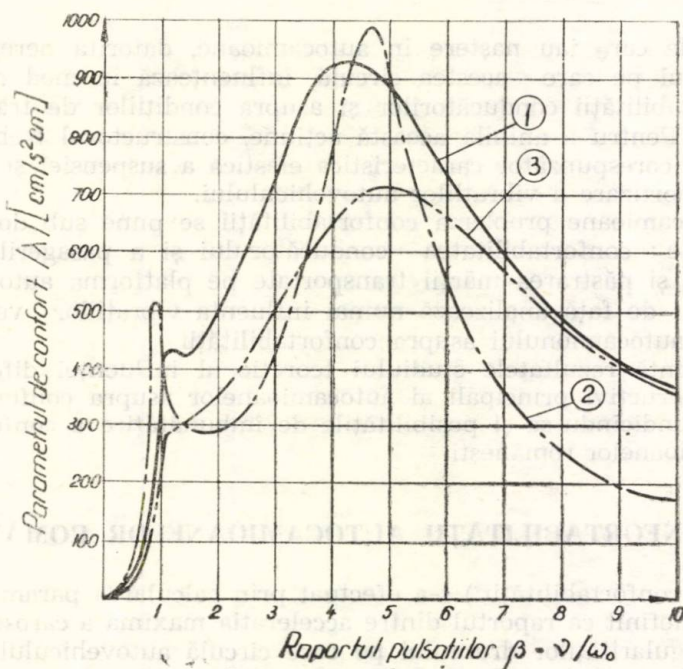


Fig. 1.

Rezultatele calculelor (v. și fig. 1—2) ne conduc la concluzia că accelerațiile autocamioanelor fără sarcină utilă sînt mult mai mari comparativ cu autocamioanele complet încărcate. Creșterea accelerațiilor se observă în special în zona primului vîrf de rezonanță, la frecvențe situate

în apropierea frecvenței proprii a caroseriei ; se constată de asemenea o deplasare spre stînga a celui de-al doilea domeniu de rezonanță, situat în

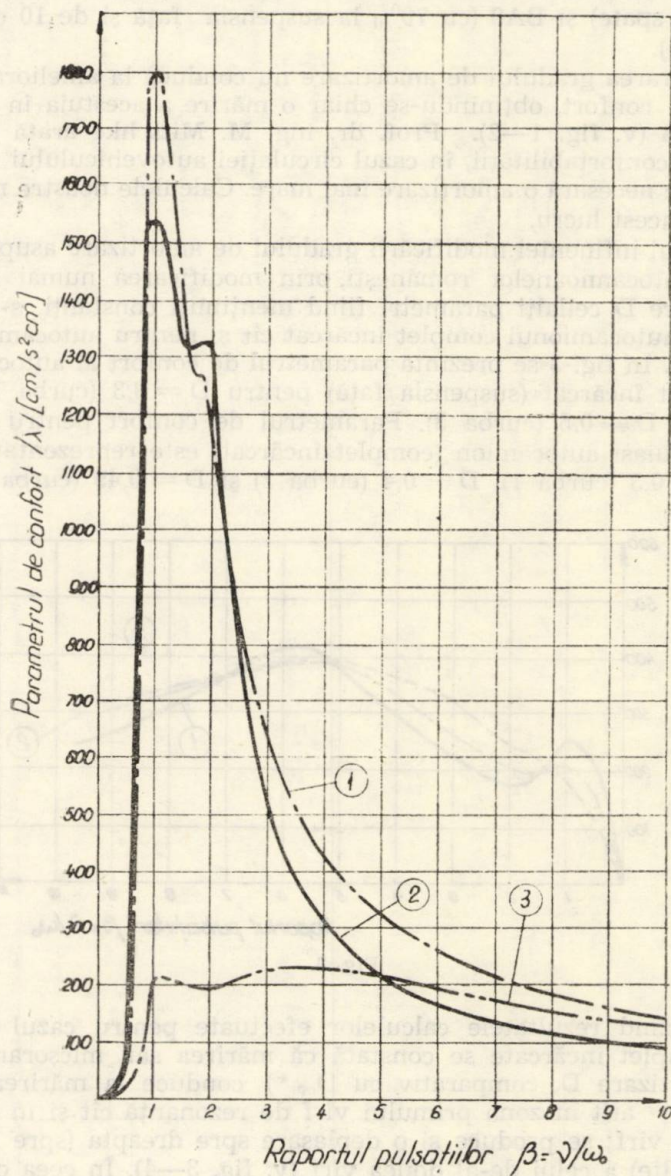


Fig. 2.

apropierea frecvențelor proprii ale roților autocamionului. Majorarea accelerațiilor de la situația complet încărcat la gol este aproximativ

15—70% pentru suspensia față, la suspensia spate accelerațiile mărin-du-se de 4—10 ori. Creșterea mai accentuată a accelerațiilor se observă la autocamioanele SR-113 (cu 50% la suspensia față și de 9 ori la suspensia spate) și BA8 (cu 70% la suspensia față și de 10 ori la sus-pensia spate).

Micșorarea gradului de amortizare nu conduce la ameliorarea para-metrului de confort, obținându-se chiar o mărire a acestuia în domeniile de rezonanță (v. fig. 1—2). Prof. dr. ing. M. Mitschke arată că pentru ameliorarea confortabilității, în cazul circulației autovehiculului cu sarcină parțială, este necesară o amortizare mai mare. Calculele noastre nu au con-firmat însă acest lucru.

Studiul influenței modificării gradului de amortizare asupra confor-tabilității autocamioanelor românești, prin modificarea numai a gradului de amortizare D ceilalți parametri fiind menținuți constanți, s-a efectuat atît pentru autocamionul complet încărcat cît și pentru autocamionul fără sarcină utilă. În fig. 3 se prezintă parametrul de confort al autocamionului BA8 complet încărcat (suspensia față) pentru $D = 0,3$ (curba 1), $D = 0,4$ (curba 2) și $D = 0,5$ (curba 3). Parametrul de confort pentru suspensia spate a aceluiași autocamion (complet încărcat) este reprezentat în fig. 4 pentru $D = 0,3$ (curba 1), $D = 0,4$ (curba 2) și $D = 0,49$ (curba 3).

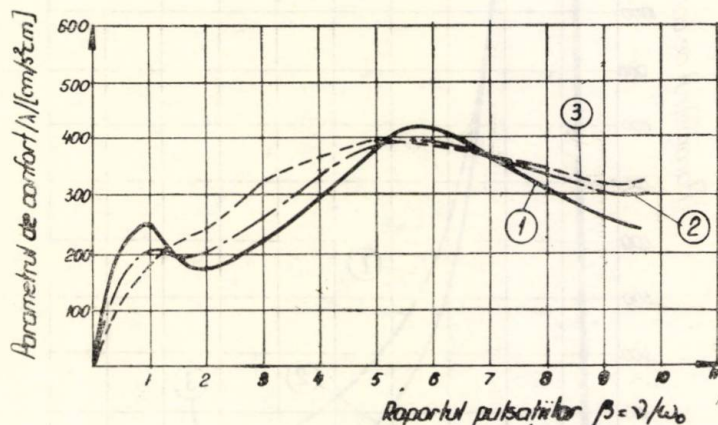


Fig. 3.

Analizînd rezultatele calculelor efectuate pentru cazul autocami-oanelor complet încărcate se constată că mărirea sau micșorarea gradu-lui de amortizare D , comparativ cu $D_{opt}^*)$ conduce la mărirea parame-trului $|\lambda|$ atît în zona primului vîrf de rezonanță cît și în zona celui de-al doilea vîrf; se produce și o deplasare spre dreapta (spre zona frec-vențelor înalte) a celui de-al doilea vîrf (v. fig. 3—4). În ceea ce privește parametrul de confort al autocamioanelor fără sarcină utilă, a rezultat că valoarea optimă a acestuia corespunde totuși gradului optim de amor-

*) Relația gradului de amortizare optim D_{opt} este indicată în [4, 5].

tizare, observându-se și în acest caz o deplasare spre dreapta a celui de-al doilea vîrf de rezonanță. Desigur parametrul $| \lambda |$ obținut cu D_{opt} este mai mare în cazul autocamionului gol decât în cazul autocamionului încărcat.

Concluzia care se desprinde din studiul rezultatelor calculelor este că pentru toate autocamioanele studiate există un grad optim de amortizare, peste care nu mai este rațională mărirea sau micșorarea amortizării,

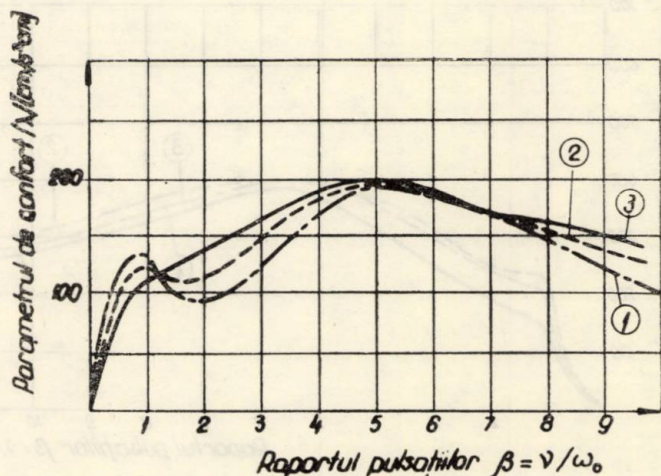


Fig. 4.

deoarece nu se mai obține nici un avantaj. S-a constatat că nu se poate îmbunătăți sesizabil confortabilitatea autocamioanelor cu sarcină parțială numai prin modificarea amortizării din suspensie.

Modificarea gradului de amortizare influențează nesemnificativ asupra confortabilității majorității autocamioanelor analizate și datorită rigidității elementului elastic, a cărei valoare se află în afara limitelor recomandate de prof. V. Zignoli și de R. N. Janeway [2, 6].

Cercetările statice efectuate, pe diferite tipuri de amortizoare, la Politehnica din Torino [11] și la Institutul politehnic Brașov [3] au arătat că deși curbele caracteristice ale acestora se deosebesc net unele de altele, valorile maxime și minime ale forțelor de amortizare pot fi cuprinse în anumite limite, destul de restrânse.

Se desprinde deci concluzia că îmbunătățirea confortabilității autocamioanelor nu este posibilă numai prin mărirea gradului de amortizare al vibrațiilor suspensiei, existînd în această privință o limită a amortizării.

La autocamioanele analizate, s-a constatat posibilitatea îmbunătățirii în limite largi a confortabilității acestora prin modificarea rigidității elementului elastic al suspensiei k_s . Spre exemplu, din figura 5 se poate vedea influența modificării rigidității suspensiei din față de la autocamionul BA8 (complet încărcat), iar în fig. 6

se prezintă cazul suspensiei spate de la același autocamion. Semnificația curbelor este următoarea : în fig. 5 curba 1 corespunde unei rigidități de $k_s = 180 \text{ kgf/cm}$, curba 2- $k_s = 125$ și curba 3- $k_s = 166 \text{ kgf/cm}$; în fig. 6 curba 1 corespunde unei rigidități de $k_s = 100 \text{ kgf/cm}$, curba 2- $k_s = 210$ și curba 3- $k_s = 194 \text{ kgf/cm}$.

Rezultatele calculului ne indică o îmbunătățire simțitoare a confortabilității autocamioanelor românești, prin micșorarea rigidității elementu-

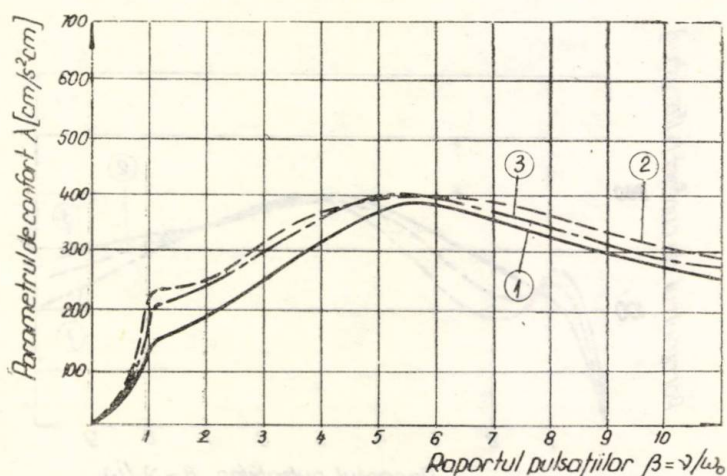


Fig. 5.

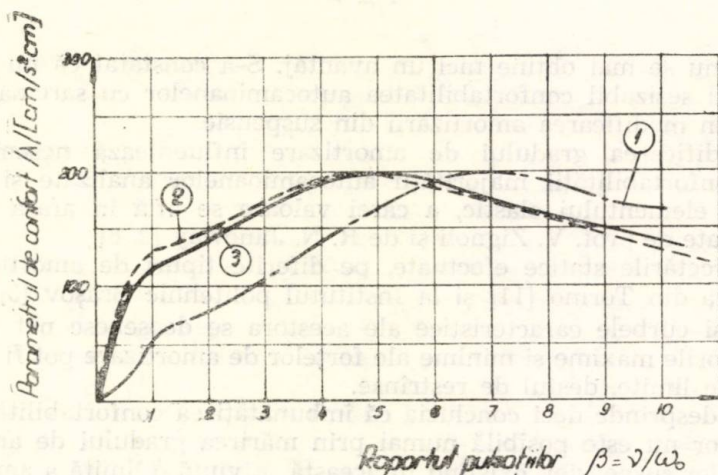


Fig. 6

lui elastic al suspensiei, în special în zona primului vîrf de rezonanță. În ceea ce privește al doilea vîrf de rezonanță, se constată deplasarea acestuia spre dreapta (v. și fig. 5—6).

Singura limită a micșorării rigidității elementului elastic al suspensiei este impusă de modificarea „gardei la sol” a șasiului la încărcarea autocamionului și de necesitatea existenței unei oarecare rezerve de cursă pentru evitarea loviturilor în tampoanele limitatoare.

PROPUNERI PENTRU ÎMBUNĂTĂȚIREA CONFORTABILITĂȚII AUTOCAMIOANELOR ROMÂNEȘTI

După cum s-a precizat, confortabilitatea unui autocamion trebuie privită sub două aspecte și anume: confortabilitatea conducătorului și a pasagerilor din cabină și păstrarea mărfii transportate pe platforma autocamionului. Aprecierea confortabilității conducătorului și a pasagerilor se poate face ținând seama de accelerațiile limită indicate de D.E. Goldman [4, 5, 6]. Vibrațiile admisibile din punctul de vedere al păstrării mărfii transportate se caracterizează prin valoarea limită recomandabilă a accelerației verticale 0,6 g, adică :

$$\ddot{Z}_{m\text{ rec}} = 590 \text{ [cm/s}^2\text{]}.$$

Din punctul de vedere al valorii parametrului de confort, pentru suspensia față, cea mai bună situație o au autocamioanele SR-113N, SR-113L și BA8, în cazul circulației cu sarcină utilă completă; în schimb, se produce o creștere mare a accelerațiilor în situația circulației acestora fără sarcină utilă. La autocamioanele SR-113 și SR-114 accelerațiile sînt mai mari (parametrul λ mai mare) în stare „complet încărcat”, dar creșterea acestora este mai mică cînd autocamioanele circulă cu sarcină utilă parțială.

La suspensia spate, în cazul autocamioanelor complet încărcate, parametrul de confort este sub limita valorii recomandate*); se produce însă o creștere bruscă a accelerațiilor în cazul autocamioanelor cu sarcină utilă parțială.

Pentru a obține micșorarea dorită a parametrului de confort, opinăm pentru modificarea rigidității elementului elastic al suspensiei în limitele indicate în tabelul 1.

Trebuie avut în vedere și faptul că parametrul de confort pentru suspensia spate a autocamioanelor românești s-a calculat ținând seama de gradul optim de amortizare. În realitate, la suspensia spate nu sînt montate amortizoare existînd doar autoamortizarea arcurilor lamelare, gradul de amortizare considerîndu-se în acest caz 0,1. În aceste condiții parametrul de confort pentru suspensia spate crește mult.

Ținînd seama de aceasta, parametrii propuși pentru amortizoarele destinate să echipeze suspensiile autocamioanelor românești sînt indicați în tabelul 2; relațiile de calcul s-au luat din [6], forțele de amortizare fiind calculate pentru o viteză relativă a pistonului de circa 0,25—0,3 m/s.

*) În această lucrare, înălțimea neregularităților s-a considerat de 1 cm.

Tabelul 1

Propuneri de modificare a rigidității suspensiei

Autocamionul	Suspensia	Rigiditatea k_g , în [kgf/cm]	
		Situația actuală	Propunere
SR-113	față	123	90—100
	spate	289	200—230
SR-114	față	124	90—100
	spate	286	190—200
SR-113 N	față	90,5	65—75
	spate	288	200—230
SR-113 L	față	90,5	65—75
	spate	288	200—230
BA-8	față	166	130—150
	spate	194	130—150

Tabelul 2

Parametrii propuși pentru amortizoarele suspensiilor autocamioanelor românești

Autocamionul	Coeficientul c , în [kgfs/cm]						Forța de amortizare P , în [kgf]		
	Suspensia față			Suspensia spate			Suspensia față		Suspensia spate
	c	c_d	c_c	c	c_d	c_c	P_d	P_c	
SR-113	2,31	3,46	1,16	6,2	9,3	3,1	311	104	2 amortizoare față
SR-114	2,32	3,48	1,16	5,68	8,52	2,84	314	104	2 amortizoare față
SR-113 N	2,1	3,15	1,05	6,5	10,25	2,75	284	95	2 amortizoare față SR-114
SR-113 L	2,1	3,15	1,05	6,5	10,25	2,75	284	95	2 amortizoare față SR-114
BA-8	3,77	5,65	1,89	5,36	8,4	2,68	510	170	2 amortizoare față SR-114

Observație: indicele d corespunde cursei de destindere, iar indicele c — cursei de comprimare

Concluzii

Din cele expuse în prezenta lucrare se pot trage următoarele concluzii :

— Îmbunătățirea confortabilității autocamioanelor românești nu este posibilă numai prin mărirea gradului de amortizare a vibrațiilor suspensiei, existînd în această privință o limită a amortizării.

— Îmbunătățiri mai sesizabile se pot aduce prin corelarea modificării gradului de amortizare cu modificarea rigidității elementului elastic al suspensiei.

— Trebuie îmbunătățită confortabilitatea autocamioanelor românești. Pentru aceasta se poate recomanda modificarea rigidității elementului elastic al suspensiei în limitele indicate de tabelul 1, iar proiectarea elementului de amortizare să se facă conform indicațiilor cuprinse în tabelul 2.

Zusammenfassung

Es werden die Ergebnisse theoretischer Studien über die Einflüsse der verschiedenen Konstruktiven Parameter der Lastkraftwagen auf deren Komfort gezeigt und Hinweise zur Verbesserung der Komforts der rumänischen Lastkraftwagen gegeben

Bibliografie

1. AKOPIAN, R. A.: *Oțenka vliania kolebatelnih i expluataționih parametrov avtobusa na plavnost hoda*. Avtomobilnaia promišlenosti, Nr. 5, 1969, 8—11.
2. DRĂGHICI I.: *Contribuții la studiul confortabilității autocamioanelor românești*. Construcția de mașini, nr. 12, 1965, 676—683.
3. DRĂGHICI I., JULA A. și ALEXANDRU P.: *Rezultate ale cercetărilor privind amortizoarele telescopice auto*. Buletinul I. P. Bv., seria A, Mecanică, vol VIII, 1966, 97—110.
4. DRĂGHICI I.: *Contribuții la studiul teoretic și experimental al amortizoarelor hidraulice telescopice auto*. Teză de doctorat. Institutul politehnic Brașov, 1968.
5. DRĂGHICI I., JULA A., ALEXANDRU P. și STÂNCULESCU D.: *Studii teoretic și experimental al confortabilității autobuzului românesc de capacitate medie*. Buletinul I. P. Bv., seria A, Mecanică, vol. X, 1968, 159—175.
6. DRĂGHICI I., ș.a.: *Suspensii și amortizoare*. Editura tehnică, București, 1970.
7. MITSCHKE M.: *Theoretische und experimentelle Schwingungsuntersuchungen am Kraftfahrzeug*. ATZ, Nr. 7, 1963, 197—205.
8. MITSCHKE M.: *Influence of Road and Vehicle Dimensions on the Amplitude of Body Motions and Dynamic Wheel Loads* (theoretical and Experimental vibration Investigations). SAE Congress paper, 1961, 434—446.
9. MITSCHKE M.: *Nichtlineare Feder-und Dämpferkennungen im Kraftfahrzeug*. ATZ, nr. 1, 1969, 14—21.
10. PRUTCIKOV O. K., VINOGRADOV, I. B.: *Rejimi raboti amortizatorov podveski gruzovih avtomobilei*. Avtomobilnaia promišlenost, nr. 6. 1968, 31—33.
11. RUSSO FRATTASI A.: *Contributo alla determinazione di migliori caratteristiche per gli ammortizzatori degli autobus urbani*. ATA, Nr. 10, 1964, 679—686.

25 ianuarie 1970.

VIBRAȚIILE ANGRENAJELOR CUTIILOR DE VITEZE ALE AUTOMOBILELOR

PETRE D. SIMA

Cauzele care determină vibrațiile angrenajelor cutiilor de viteze ale automobilelor sînt multiple și variate. Printre cele mai importante cauze menționăm modul de solicitare al angrenajelor, erorile de execuție și de montaj ale roților, deformațiile elastice ale dinților și a organelor componente, forțele de frecare care apar în suprafețele dinților în contact etc. Din cauza solicitărilor care apar între dinții roților în angrenare, arborii cutiilor de viteze se deformează, lagărele și carcasa nu mai respectă paralelismul cu axele roților dințate și condițiile normale de angrenare și în consecință apar șocuri în angrenaje, care se repetă periodic cu o anumită pulsație, determinată de turațiile roților precum și de numărul de dinți ai acestora. Intensitatea șocurilor depinde de mărimea devierii roților față de poziția lor normală de angrenare, angrenajele putîndu-se găsi în pericol dacă pulsațiile șocurilor sînt apropiate de pulsațiile proprii ale sistemului cutiei de viteze, ceea ce poate conduce la rezonanță. Funcționarea cu șocuri este de asemenea nedorită și din cauza zgomotului care se produce în aceste condițiuni.

În vederea cercetării procesului vibrațiilor angrenajelor cutiilor de viteze ale automobilelor, este necesar a se stabili o schemă echivalentă de calcul, precum și ecuațiile diferențiale ale mișcării ansamblului cutiei de viteze. Angrenajele cutiei de viteze trebuie studiate ca elemente elastice, deoarece în timpul solicitărilor apar deformații unghiulare, a căror mărime este direct proporțională cu sarcinile care le acționează. Pentru stabilirea schemei corespunzătoare, trebuie să se țină seama că arborii cutiilor de viteze capătă atît vibrații de răsucire cît și vibrații de încovoiere.

În timpul funcționării, roțile dințate ale angrenajelor cutiilor de viteze primesc anumite deplasări, care apar pe verticală și pe orizontală; ele sînt legate de centrul roții prin unghiul de rotire $\Delta\varphi$ (fig. 1) în ju-

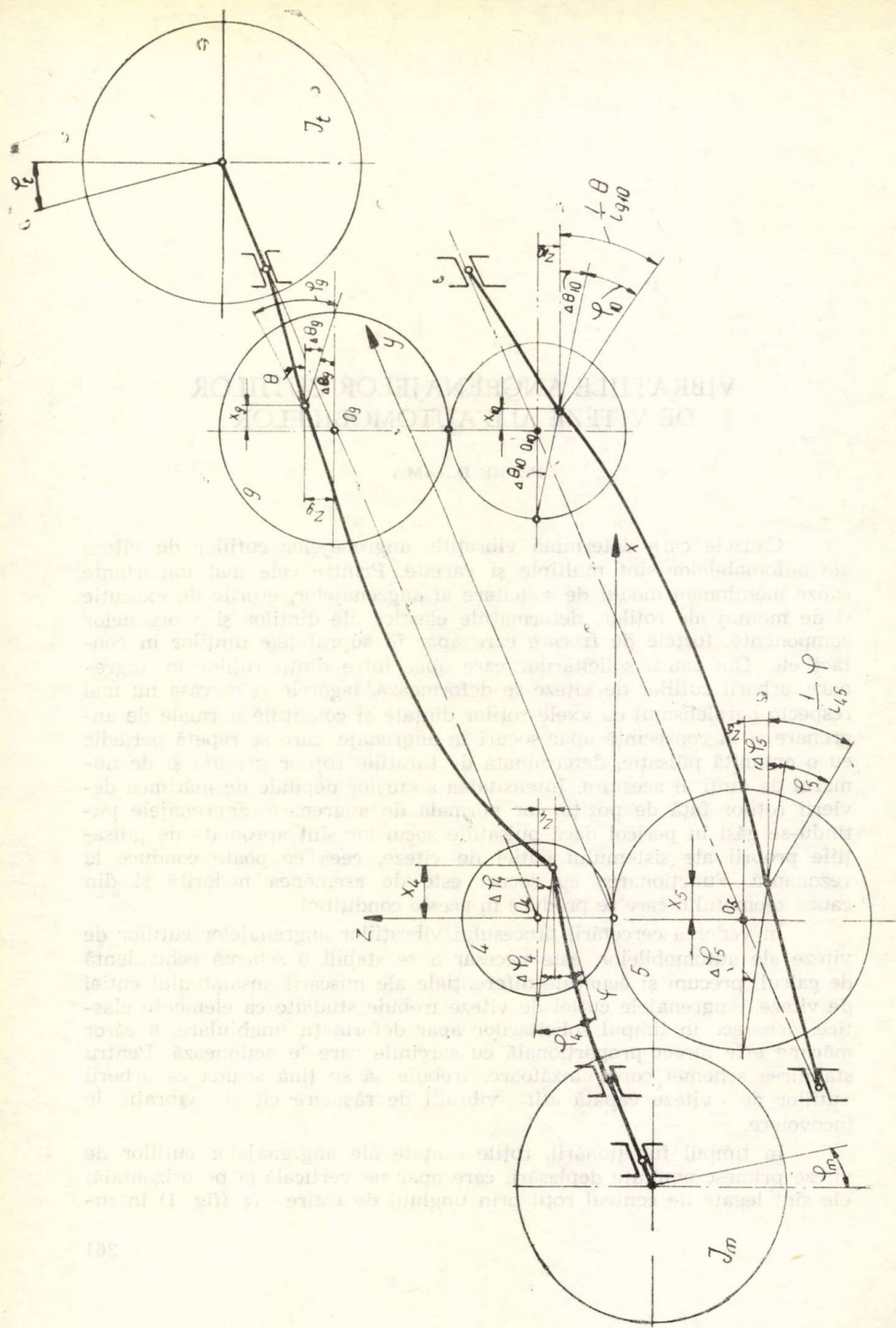


Fig. 1. Schema cinematică a cutiei de viteze a unui automobil, în timpul vibrațiilor angrenajelor sale.

rul axei y și de asemenea de rotirea planului roților în planele $y-z$ și $y-x$. Mișcările de rotație ale roților sînt însoțite de apariția momentelor giroscopice, care influențează procesul vibrațiilor.

Stabilirea ecuațiilor diferențiale ale mișcării angrenajelor cutiilor de viteze prin înregistrarea tuturor factorilor enumerați mai sus fiind o problemă extrem de dificilă, se prezintă mai întîi varianta simplificatoare, în care pe lîngă deplasările admisibile de răsucire ale roților se consideră numai deplasările liniare verticale ale roților dințate și unghiurile de rotire al acestora în jurul axei y . Metoda de calcul adoptată este cea a ecuațiilor lui Lagrange, utilizînd coordonatele generalizate și expresiile funcțiilor de forțe. Energia cinetică a sistemului este în acest caz :

$$E = \frac{1}{2} J_m \dot{\varphi}_m^2 + \frac{1}{2} J_4 \dot{\varphi}_4^2 + \frac{1}{2} J_5 \dot{\varphi}_5^2 + \frac{1}{2} J_7 \dot{\varphi}_7^2 + \frac{1}{2} J_8 \dot{\varphi}_8^2 + \frac{1}{2} J_t \dot{\varphi}_t^2 + \\ + \frac{1}{2} m_4 \dot{z}_4^2 + \frac{1}{2} m_5 \dot{z}_5^2 + \frac{1}{2} m_7 \dot{z}_7^2 + \frac{1}{2} m_8 \dot{z}_8^2 \quad (1)$$

în care : $\varphi_m, \varphi_t, \varphi_4, \varphi_5, \varphi_7$ și φ_8 sînt rotirile volanților J_m și J_t , care țin seama de influența maselor motorului și a întregului automobil asupra cutiei de viteze, respectiv rotirile roților dințate în jurul axei y ;

m_4, m_5, m_7 și m_8 — masele roților dințate ; z_4, z_5, z_7 și z_8 deplasările verticale ale centrelor roților dințate.

Rotirile $\varphi_4, \varphi_5, \varphi_7$ și φ_8 în jurul axei y sînt respectiv (fig. 1) ;

$$\varphi_4 = \varphi + \Delta\varphi_4; \quad \varphi_5 = \frac{1}{i_{45}} \varphi - \Delta\varphi_5; \quad \varphi_7 = \Theta + \Delta\Theta_7; \quad \varphi_8 = \frac{1}{i_{78}} \Theta - \Delta\Theta_8, \quad (2)$$

în care φ și Θ sînt unghiurile de rotație de transport ale roților dințate 4 și 7, iar $\Delta\varphi_4, \Delta\varphi_5, \Delta\Theta_7$ și $\Delta\Theta_8$ unghiurile de rotire suplimentare ale roților dințate 4 și 5, date de relațiile :

$$\Delta\varphi_4 = \frac{z_4}{r_4}; \quad \Delta\varphi_5 = \frac{z_5}{r_5}; \quad \Delta\Theta_7 = \frac{z_7}{r_7}; \quad \Delta\Theta_8 = \frac{z_8}{r_8}.$$

Energia potențială a sistemului are expresia :

$$V = \frac{1}{2} K_3 (\varphi_m - \varphi_4)^2 + \frac{1}{2} K_6 (\varphi_5 - \varphi_8)^2 + \frac{1}{2} K_9 (\varphi_7 - \varphi_t)^2 + \\ + \frac{z_4^2}{2z_{04}} + \frac{z_5^2}{2z_{05}} + \frac{z_7^2}{2z_{07}} + \frac{z_8^2}{2z_{08}}, \quad (3)$$

în care z_{04}, z_{05}, z_{07} și z_{08} sînt deplasările verticale ale roților dințate provocate de încovoierea arborilor, deformările lagărelor și datorite forțelor de angrenare, pentru o forță $Z = 1$ Kgf.

Ținînd seama de relațiile (2), expresiile (1) și (3) devin :

$$E = \frac{1}{2} J_m \dot{\varphi}_m^2 + \frac{1}{2} J_4 \left(\dot{\varphi} + \frac{\dot{z}_4}{r_4} \right)^2 + \frac{1}{2} J_5 \left(\dot{\varphi} \frac{1}{i_{45}} - \frac{\dot{z}_5}{r_5} \right)^2 +$$

$$+ \frac{1}{2} J_7 \left(\dot{\Theta} + \frac{\dot{z}_7}{r_7} \right)^2 + \frac{1}{2} J_8 \left(\dot{\Theta} - \frac{\dot{z}_8}{r_8} \right)^2 + \frac{1}{2} J_t \dot{\varphi}_t + \frac{1}{2} m_4 \dot{z}_4^2 + \\ + \frac{1}{2} m_5 \dot{z}_5^2 + \frac{1}{2} m_7 \dot{z}_7^2 + \frac{1}{2} m_8 \dot{z}_8^2; \quad (4)$$

$$V = \frac{1}{2} K_3 \left(\varphi_m - \varphi - \frac{z_4}{r_4} \right)^2 + \frac{1}{2} K_6 \left(\frac{\varphi}{i_{45}} - \frac{z_5}{r_5} - \frac{1}{i_{78}} \Theta + \frac{z_8}{r_8} \right)^2 + \\ + \frac{1}{2} K_9 \left(\Theta + \frac{z_7}{r_7} - \varphi_t \right)^2 + \frac{z^2}{2z_{04}} + \frac{z_5^2}{2z_{05}} + \frac{z_7^2}{2z_{07}} + \frac{z_8^2}{2z_{08}}. \quad (5)$$

Înlocuind valorile energiei cinetice și potențiale în ecuațiile lui Lagrange :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E}{\partial q_i} + \frac{\partial V}{\partial q_i} = Q_{q_i}, \quad (6)$$

în care q_i sînt coordonatele generalizate și observînd că forțele generalizate au expresiile :

$$Q'_{\varphi_m} = \Delta M_m; \quad Q'_{\varphi_t} = \Delta M_t; \quad Q'_\varphi = 0; \quad Q'_\Theta = 0; \quad Q'_{z_4} = Q'_{z_5} = Q'_{z_7} = Q'_{z_8} = 0.$$

Rezultă sistemul de ecuații diferențiale care descrie vibrațiile libere ale angrenajelor cutiei de viteze :

$$\begin{aligned} J_m \ddot{\varphi}_m + K_3 \left(\varphi_m - \varphi - \frac{z_4}{r_4} \right) &= \Delta M_m; \\ J_4 \left(\ddot{\varphi} + \frac{\ddot{z}_4}{r_4} \right) + J_5 \left(\frac{\ddot{\varphi}}{i_{45}^2} - \frac{\ddot{z}_5}{r_5 i_{45}} \right) - K_3 \left(\varphi_m - \varphi - \frac{z_4}{r_4} \right) - \\ - \frac{k_6}{i_{45}} \left(\frac{\varphi}{i_5} - \frac{z_5}{r_5} - \frac{\Theta}{i_{78}} + \frac{z_8}{r_8} \right) &= 0; \\ J_9 \left(\ddot{\Theta} + \frac{\ddot{z}_7}{r_7} \right) + J_8 \left(\frac{\ddot{\Theta}}{i_{78}^2} - \frac{\ddot{z}_8}{r_8 i_{78}} \right) - \frac{k_6}{i_{78}} \left(\frac{\varphi}{i_{45}} - \frac{\Theta}{i_{78}} - \frac{z_5}{r_5} + \frac{z_8}{r_8} \right) + \\ + K_9 \left(\Theta + \frac{z_7}{r_7} - \varphi_t \right) &= 0; \\ m_4 \ddot{z}_4 + \frac{J_4}{r_4} \left(\ddot{\varphi} + \frac{\ddot{z}_4}{r_4} \right) - \frac{k_3}{r_4} \left(\varphi_m - \varphi - \frac{z_4}{r_4} \right) + \frac{z_4}{z_{04}} &= 0; \\ m_5 \ddot{z}_5 - \frac{J_5}{r_5} \left(\frac{\ddot{\varphi}}{i_{45}} - \frac{\ddot{z}_5}{r_5} \right) - \frac{k_6}{r_5} \left(\frac{\varphi}{i_{45}} - \frac{z_5}{r_5} - \frac{\Theta}{i_{78}} + \frac{z_8}{r_8} \right) + \frac{z_5}{z_{05}} &= 0; \\ m_7 \ddot{z}_7 + \frac{J_7}{r_7} \left(\ddot{\Theta} + \frac{\ddot{z}_7}{r_7} \right) + \frac{k_9}{r_7} \left(\Theta + \frac{z_7}{r_7} - \varphi_t \right) + \frac{z_7}{z_{07}} &= 0; \\ m_8 \ddot{z}_8 - \frac{J_8}{r_8} \left(\frac{\ddot{\Theta}}{i_{78}} - \frac{\ddot{z}_8}{r_8} \right) + \frac{k_6}{r_8} \left(\frac{\varphi}{i_{45}} - \frac{z_5}{r_5} - \frac{\Theta}{i_{78}} + \frac{z_8}{r_8} \right) + \frac{z_8}{z_{08}} &= 0; \\ J_t \ddot{\varphi}_t - K_9 \left(\Theta + \frac{z_7}{r_7} - \varphi_t \right) &= \Delta M_t. \end{aligned} \quad (7)$$

Cercetarea procesului vibrațiilor angrenajelor cutiei de viteze conduce la integrarea sistemului de ecuații diferențiale (7). Utilizarea metodelor analitice în această problemă conduce la dificultăți de calcul extrem de mari. Rezolvarea unui astfel de sistem de ecuații nu prezintă însă greutăți pentru o mașină electronică de modelat, larg utilizată în zilele noastre în calculele ingineresti. Pentru rezolvarea pe mașina electronică de modelat sistemul (7) este necesar ca în prealabil acesta să se rezolve în raport cu derivatele de ordin superior și să se aducă la forma :

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\varphi}_m &= A_1 \varphi_m + A_2 \varphi + A_3 \Theta + A_4 Z_4 + A_5 Z_5 + A_6 Z_7 + A_7 Z_8 + A_8 \\ \ddot{\varphi} &= B_1 \varphi_m + C_2 \varphi + B_3 \Theta + B_4 Z_4 + B_5 Z_5 + B_6 Z_7 + B_7 Z_8 + B_8; \\ \ddot{\Theta} &= C_1 \varphi_m + C_2 \varphi + C_3 \Theta + C_4 Z_4 + C_5 Z_5 + C_6 Z_7 + C_7 Z_8 + C_9; \\ \ddot{Z}_4 &= D_1 \varphi_m + D_2 \varphi + D_3 \Theta + D_4 Z_4 + D_5 Z_5 + D_6 Z_7 + D_7 Z_8 + D_8; \\ \ddot{Z}_5 &= E_1 \varphi_m + E_2 \varphi + E_3 \Theta + E_4 Z_4 + E_5 Z_5 + E_6 Z_7 + E_7 Z_8 + E_8; \\ \ddot{Z}_7 &= F_1 \varphi_m + F_2 \varphi + F_3 \Theta + F_4 Z_4 + F_5 Z_5 + F_6 Z_7 + F_7 Z_8 + F_8; \\ \ddot{Z}_8 &= G_1 \varphi_m + G_2 \varphi + G_3 \Theta + G_4 Z_4 + G_5 Z_5 + G_6 Z_7 + G_7 Z_8 + G_9; \\ \ddot{\varphi}_t &= H_1 \varphi_m + H_2 \varphi + H_3 \Theta + H_4 Z_4 + H_5 Z_5 + H_6 Z_7 + H_7 Z_8 + H_8; \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

În cazul în care se iau în considerație toate cauzele care contribuie la provocarea vibrațiilor angrenajelor cutiilor de viteze enumerate mai sus, poziția sistemului se determină cu ajutorul a șapte coordonate generalizate, deoarece arborii cutiei de viteze vibrează și în plan orizontal. Deducerea ecuațiilor mișcării se face în această ipoteză cu totul analog și nu cu mult mai greu. De aceea redăm formele finale ale expresiilor energiei cinetice și potențiale ale sistemului :

$$\begin{aligned} E &= \frac{1}{2} m_4 \left(\frac{Z_{04}}{\Psi_{04}} \right)^2 \dot{\Psi}_4^2 + \frac{1}{2} m_4 \left(\frac{x_{04}}{\Theta_{04}} \right)^2 \dot{\Theta}_4^2 + \frac{1}{2} m_5 \left(\frac{Z_{05}}{\Psi_{05}} \right)^2 \dot{\Psi}_5^2 + \\ &+ \frac{1}{2} m_5 \left(\frac{x_{05}}{\Theta_{05}} \right)^2 \dot{\Theta}_5^2 + \frac{1}{2} m_7 \left(\frac{Z_{07}}{\Psi_{07}} \right)^2 \dot{\Psi}_7^2 + \frac{1}{2} m_7 \left(\frac{x_{07}}{\Theta_{07}} \right)^2 \dot{\Theta}_7^2 + \frac{1}{2} m_8 \left(\frac{Z_{08}}{\Psi_{08}} \right)^2 \dot{\Psi}_8^2 + \\ &+ \frac{1}{2} m_8 \left(\frac{x_{08}}{\Theta_{08}} \right)^2 \dot{\Theta}_8^2 + \frac{1}{2} J_{x4} \dot{\Psi}_4^2 + \frac{1}{2} J_{y4} \dot{\Theta}_4^2 + \frac{1}{2} J_{x5} \dot{\Psi}_5^2 + \frac{1}{2} J_{y5} \dot{\Theta}_5^2 + \\ &+ \frac{1}{2} J_{x7} \dot{\Psi}_7^2 + \frac{1}{2} J_{y7} \dot{\Theta}_7^2 + \frac{1}{2} J_{x8} \dot{\Psi}_8^2 + \frac{1}{2} J_{y8} \dot{\Theta}_8^2 + \frac{1}{2} J_m \dot{\varphi}_m^2 + \frac{1}{2} I_t \dot{\varphi}_t^2 + \\ &+ \frac{1}{2} J_{y4} \left[\dot{\varphi} + \left(\frac{Z_{34}}{r_4 \Psi_{04}} + \frac{Z_{04}}{r_4 \Psi_{04}} + \frac{B}{2r_4} \right) \dot{\Psi}_4 + \frac{x_{04}}{r_4 \Theta_{04}} \dot{\Theta}_4 \right]^2 + \frac{1}{2} J_{y5} \left[\dot{\varphi} - \right. \\ &- \left. \left(\frac{Z_{35}}{r_5 \Psi_{05}} + \frac{Z_{05}}{r_5 \Psi_{05}} + \frac{B}{2r_5} \right) \dot{\Psi}_5 - \frac{x_{05}}{r_5 \Theta_{05}} \dot{\Theta}_5 \right]^2 + \frac{1}{2} J_{y7} \left[\dot{\varphi} + \left(\frac{Z_{37}}{r_7 \Psi_{07}} + \frac{Z_{07}}{r_7 \Psi_{07}} + \right. \right. \\ &+ \left. \left. \frac{B}{2r_7} \right) \dot{\Psi}_7 - \frac{x_{07}}{r_7 \Theta_{07}} \dot{\Theta}_7 \right]^2 + \frac{1}{2} J_{y8} \left[\dot{\varphi} - \left(\frac{Z_{38}}{r_8 \Psi_{08}} + \frac{Z_{08}}{r_8 \Psi_{08}} + \frac{B}{2r_8} \right) \dot{\Psi}_8 - \frac{x_{08}}{r_8 \Theta_{08}} \dot{\Theta}_8 \right]^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
V = & \frac{Z_{04}}{2\Psi_{04}^2} \Psi_4^2 + \frac{Z_{05}}{2\Psi_{05}^2} \Psi_5^2 + \frac{Z_{07}}{2\Psi_{07}^2} \Psi_7^2 + \frac{Z_{08}}{2\Psi_{08}^2} \Psi_8^2 + \frac{X_{04}}{2\Theta_{04}^2} \Theta_4^2 + \frac{X_{05}}{2\Theta_{05}^2} \Theta_5^2 + \\
& + \frac{X_{07}}{2\Theta_{07}^2} \Theta_7^2 + \frac{X_{08}}{2\Theta_{08}^2} \Theta_8^2 + \frac{1}{2\Psi_{y4}} \Psi_4^2 + \frac{1}{2\Psi_{y5}} \Psi_5^2 + \frac{1}{2\Psi_{y7}} \Psi_7^2 + \frac{1}{2\Psi_{y8}} \Psi_8^2 + \\
& + \frac{1}{2\Theta_{y4}} \Theta_4^2 + \frac{1}{2\Theta_{y5}} \Theta_5^2 + \frac{1}{2\Theta_{y7}} \Theta_7^2 + \frac{1}{2\Theta_{y8}} \Theta_8^2 + \frac{c_3}{2} \left(\frac{Z_{34}}{r_4 \Psi_{04}} \Psi_4 - \frac{Z_{35}}{r_5 \Psi_{05}} \Psi_5 \right)^2 + \\
& + \frac{c_3''}{2} \left(\frac{Z_{37}}{r_7 \Psi_{07}} \Psi_7 - \frac{Z_{38}}{r_8 \Psi_{08}} \Psi_8 \right)^2 + \frac{c_4}{2} \left[\varphi_m - \varphi - \left(\frac{Z_{34}}{r_4 \Psi_{04}} + \frac{Z_{04}}{r_4 \Psi_{04}} + \frac{B}{2r_4} \right) \Psi_4 - \right. \\
& \left. - \frac{X_{04}}{r_4 \Theta_{04}} \Theta_4 \right]^2 + \frac{c_5}{2} \left[\frac{\varphi}{i_{45}} \left(\frac{Z_{35}}{r_5 \Psi_{05}} + \frac{Z_{05}}{r_5 \Psi_{05}} + \frac{B}{2r_5} \right) \Psi_5 - \frac{X_{05}}{r_5 \Theta_{05}} \Theta_5 - \frac{\eta}{i_{78}} + \right. \\
& \left. + \left(\frac{Z_{38}}{r_8 \Psi_{08}} + \frac{Z_{08}}{r_8 \Psi_{08}} + \frac{B}{2r_8} \right) \Psi_8 + \frac{X_{08}}{r_8 \Theta_{08}} \Theta_8 \right]^2 + \frac{c_6}{2} \left[\eta + \left(\frac{Z_{37}}{r_7 \Psi_{07}} + \frac{Z_{07}}{r_7 \Psi_{07}} + \right. \right. \\
& \left. \left. + \frac{B}{2r_7} \right) \Psi_7 - \frac{X_{07}}{r_7 \Theta_{07}} \Theta_7 - \varphi_i \right]^2.
\end{aligned}$$

S-au utilizat următoarele notații :

$Z_{04}, Z_{05}, Z_{07}, Z_{08}, \Psi_{04}, \Psi_{05}, \Psi_{07}, \Psi_{08}$ — deplasările verticale ale roților dințate și unghiurile de rotire corespunzătoare în planul yz, determinate de încovoierea arborilor, de deformările lagărelor și de către deformările corpului cutiei de viteze, corespunzător unei forțe de angrenare $Z = 1$ Kgf.

$X_{04}, X_{05}, X_{07}, X_{08}, \Theta_{04}, \Theta_{05}, \Theta_{07}, \Theta_{08}$ — deplasările orizontale și unghiurile de rotire ale roților dințate în planul xy, provocate de încovoierea arborilor, de deformările lagărelor precum și de deformările corpului cutiei de viteze, corespunzător unei forțe de angrenare $X = 1$ Kgf.

$\Psi_4, \Psi_5, \Psi_7, \Psi_8, \Theta_4, \Theta_5, \Theta_7, \Theta_8$ — unghiurile de rotire a roților dințate în planul xz și xy.

$\varphi_m, \varphi_i, \varphi, \eta$ — rotirile volantilor J_m și J_i în jurul axei y, respectiv unghiurile de rotație de transport ale roților dințate 4 și 7.

$J_{x4}, J_{x5}, J_{x7}, J_{x8}, J_{z4}, J_{z5}, J_{z7}, J_{z8}$ — momentele de inerție axiale ale roților dințate, în raport cu axele corespunzătoare.

$Z_{34}, Z_{35}, Z_{37}, Z_{38}$ — deplasările profilului dinților roților dințate determinate de forțe de angrenare, egale cu 1 Kgf.

B — lățimea roților dințate.

$\Psi_{z4}, \Psi_{z5}, \Psi_{z7}, \Psi_{z8}, \Theta_{z4}, \Theta_{z5}, \Theta_{z7}, \Theta_{z8}$ — unghiurile de rotire ale roților dințate în planele yz și xy, determinate de momente unitare, ce acționează în aceste plane.

c_3, c_3'' — rigiditățile de răsucire ale angrenajelor, pentru care se dau relațiile de calcul :

$$c'_3 = \frac{r_4^2}{z_{34} - z_{35}}; \quad c''_3 = \frac{r_8^2}{z_{38} - z_{37}}.$$

Înlocuind valorile lui E și V în ecuațiile lui Lagrange și ținând seama de expresiile forțelor generalizate :

$$Q'_{\varphi_m} = \Delta M_m; \quad Q'_{\varphi_t} = \Delta M_t; \quad Q'_\varphi = 0; \quad Q'_\eta = 0; \quad Q'_{\Psi_4} = -J_{z_4} \omega_4 \dot{\Theta}_4;$$

$$Q'_{\Psi_5} = -J_{z_5} \omega_5 \dot{\Theta}_5 = -J_{z_5} \frac{r_4}{r_5} \omega_4 \dot{\Theta}_5; \quad Q'_{\Psi_7} = -J_{z_7} \omega_7 \dot{\Theta}_7 = -J_{z_7} \frac{r_4 \cdot r_8}{r_5 \cdot r_7} \omega_4 \dot{\Theta}_8;$$

$$Q'_{\Psi_8} = -J_{z_8} \omega_8 \dot{\Theta}_8 = -J_{z_8} \frac{r_4}{r_5} \omega_4 \dot{\Theta}_8; \quad Q'_{\Theta_4} = J_{y_4} \omega_4 \dot{\Psi}_4; \quad Q'_{\Theta_5} = J_{y_5} \frac{r_4}{r_5} \omega_4 \dot{\Psi}_5;$$

$$Q'_{\Theta_7} = J_{y_7} \frac{r_4 \cdot r_8}{r_5 \cdot r_7} \omega_4 \dot{\Psi}_7; \quad Q'_{\Theta_8} = J_{y_8} \frac{r_4}{r_5} \omega_4 \dot{\Psi}_8,$$

rezultă sistemul de ecuații diferențiale de ordinul doi, care descrie vibrațiile angrenajelor cutiilor de viteze ale automobilelor :

- 1) $\ddot{\varphi}_m + a_1 \varphi_m + a_2 \varphi + a_3 \Psi_4 + a_4 \Theta_4 + a_5 = 0;$
- 2) $\ddot{\varphi} + b_1 \ddot{\Psi}_4 + b_2 \ddot{\Theta}_4 + b_3 \ddot{\Psi}_5 + b_4 \ddot{\Theta}_5 + b_5 \varphi_m + b_6 \varphi + b_7 \eta + b_8 \Psi_4 + b_9 \Theta_4 + b_{10} \Psi_5 + b_{11} \Theta_5 + b_{12} \Psi_8 + b_{13} \Theta_8 = 0;$
- 3) $\ddot{\eta} + d_1 \ddot{\Psi}_7 + d_2 \ddot{\Theta}_7 + d_3 \ddot{\Psi}_8 + d_4 \ddot{\Theta}_8 + d_5 \varphi + d_6 \eta + d_7 \Psi_5 + d_8 \Theta_5 + d_9 \Psi_7 + d_{10} \Psi + d_{11} \Psi_8 + d_{12} \Theta_8 + d_{13} \varphi_t = 0;$
- 4) $\ddot{\varphi} + e_1 \ddot{\Psi}_4 + e_2 \ddot{\Theta}_4 + e_3 \ddot{\Theta}_4 + e_4 \varphi_m + e_5 \varphi + e_6 \Psi_4 + e_7 \Theta_4 + e_8 \Psi_5 = 0;$
- 5) $\ddot{\varphi} + f_1 \ddot{\Psi}_5 + f_2 \ddot{\Theta}_5 + f_3 \ddot{\Theta}_5 + f_4 \varphi + f_5 \eta + f_6 \Psi_4 + f_7 \Psi_5 + f_8 \Theta_5 + f_9 \Psi_8 + f_{10} \Theta_8 = 0;$
- 6) $\ddot{\eta} + g_1 \ddot{\Psi}_7 + g_2 \ddot{\Theta}_7 + g_3 \ddot{\Theta}_7 + g_4 \eta + g_5 \Psi_7 + g_6 \Theta_7 + g_7 \Psi_0 + g_8 \varphi_t = 0;$
- 7) $\ddot{\eta} + h_1 \ddot{\Psi}_7 + h_2 \ddot{\Theta}_8 + h_3 \ddot{\Theta}_8 + h_4 \varphi + h_5 \eta + h_6 \Psi_5 + h_7 \Theta_5 + h_8 \Psi_7 + h_9 \Psi_8 + h_{10} \Theta_8 = 0;$
- 8) $\ddot{\varphi} + i_1 \ddot{\Psi}_4 + i_2 \ddot{\Theta}_4 + i_3 \ddot{\Psi}_4 + i_4 \varphi_m + i_5 \varphi + i_6 \Psi_4 + i_7 \Theta_4 = 0;$
- 9) $\ddot{\varphi} + j_1 \ddot{\Psi}_5 + j_2 \ddot{\Theta}_5 + j_3 \ddot{\Psi}_5 + j_4 \varphi + j_5 \eta + j_6 \Psi_5 + j_7 \Theta_5 + j_8 \Psi_8 + j_9 \Theta_8 = 0;$
- 10) $\ddot{\eta} + k_1 \ddot{\Psi}_7 + k_2 \ddot{\Theta}_7 + k_3 \ddot{\Psi}_8 + k_4 \eta + k_5 \Psi_7 + k_6 \Theta_7 + k_7 \varphi_t = 0;$
- 11) $\ddot{\eta} + l_1 \ddot{\Psi}_8 + l_2 \ddot{\Theta}_8 + l_3 \ddot{\Psi}_0 + l_4 \varphi + l_5 \eta + l_6 \Psi_5 + l_7 \Theta_5 + l_8 \Psi_0 + l_9 \Theta_8 = 0;$
- 12) $\ddot{\varphi} + n_1 \eta + n_2 \Psi_7 + n_3 \Theta_7 + n_4 \varphi_t + n_5 = 0.$

Pentru o anumită cutie de viteze, coeficienții $a_1, \dots, a_5, \dots, n_1, \dots, n_5$ au anumite valori numerice bine precizate. Sistemul de ecuații obținut se rezolvă, în cazul unei aplicații numerice, cu ajutorul unei mașini electronice de modelat.

Zusammenfassung

Im ersten Teil werden die Ursachen für die auftretenden Schwingungen bei Zahnrädern der Schaltkasten von Kraftfahrzeugen gezeigt. Weiter werden: das Berechnungsschema, die Differentialgleichungen der Bewegungen und der Schwingungsprozess dargestellt. Hier werden die Biegung- und Drehschwingungen berechnet.

Die Berechnungsmethode wurde nach den Lagrange-Gleichungen mit Berücksichtigung der allgemeinen Koordinaten und der „Kraft-Funktionen“ gemacht.

Bibliografie

1. BOTEZ, E. : *Angrenaje*. București, Editura tehnică, 1962.
2. BUZDUGAN, GH. și BLUMENFELD, M. : *Tensometria electrică rezistivă*. București, Editura tehnică, 1964.
3. DAVÍDOV, B. L., SKORODUMOV, B. A. și BUBÎR, IU. V. : *Reductori*. Moscva, 1963.
4. DEN HARTOG, J. P. : *Vibrations mécaniques*. Paris, Dunod, 1960.
5. HAMBURGER, L. și BUZDUGAN, GH. : *Teoria vibrațiilor și aplicațiile ei în construcția mașinilor*. București, Editura tehnică, 1958.
6. JAEKEL, K. : *Geräusch- und Schwingungsmessungen an grossen Zahnradgetrieben*. V. D. I., nr. 6, 1964.
7. J. KOZESNIK : *Dynamika stroju*. Praha, 1958.
8. KLOTTER, K. : *Technische Schwingungslehre*. 2 Aufl. Berlin, Springer, 1964.
9. RIEGER, N. *Vibrațiile din sistemele cu angrenaj*. Construcția de mașini, caiet selectiv, nr. 6, martie 1966.
10. TERSKIH, V. P. : *Rasceti krutilnih kolebanii silovih ustanovovok*. Moscova, 1954.
11. TIMOSHENKO, S. P. : *Théorie des vibrations*, Paris, 1947.
12. TLUSTY, J., POLÁČEK, M., DANĚK, O. și SPACEK, L. : *Selbsteregte Schwingungen an Werkzeugmaschinen*. Berlin, Verlag, Londra.
13. TONG N. KIN : *Theory of mechanical vibration*. New York, Londra.
14. TIMOSHENKO, S. P. : *Vibration problems in engineering*. Toronto, New York, Londra, 1955.
15. ZINK, H. : *Geräuschuntersuchungen an Zahnradgetrieben*. V. D. I., nr. 8, 1956.
16. WILSON W. KER. : *Vibration engineering*. Londra, 1947.

25 ianuarie 1970.

PULSAȚIILE ȘI FORMELE OSCILAȚIILOR PROPRII DE RĂSUCIRE LA ARBORELE COTIT AL MOTORULUI D-103

N. MOȘU

La studiul vibrațiilor de răsucire ale unui arbore cotit, acesta se modelează sub forma unui arbore drept de masă neglijabilă pe care se găsesc niște volanți, câte unul pentru fiecare sistem bielă-manivelă, cât și volantul motorului fig. 1.

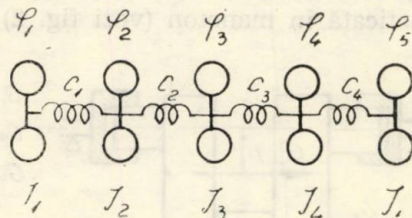


Fig. 1

Pentru ca modelul dinamic să conducă la un sistem de ecuații diferențiale liniare cu coeficienți constanți, momentele de inerție ale volanților fictivi se consideră constante [2] avînd expresia :

$$J = J_c + M_b R^2 \left(1 - \frac{a}{L} \right) + M_p R^2 \frac{1 - \sqrt{1 - H^2}}{H} + J_b (1 - \sqrt{1 - H^2}) \quad (1)$$

unde

J_c — reprezintă momentul de inerție al porțiunii din arborele cotit corespunzător unui cilindru, în raport cu axa palierelor ;

J_b — momentul de inerție al bielei asamblate în raport cu axa manetonului ;

M_b — masa bielei asamblate ;

- M_p — masa pistonului asamblat ;
 R — raza manetonului ;
 a — distanța de la axa manetonului la centrul de greutate al bielei asamblate ;
 L — lungimea bielei ;
 $H = \frac{R}{L}$

DETERMINAREA MOMENTELOR DE INERȚIE

a) Momentul de inerție al cotului J_c

Determinarea momentelor de inerție s-a făcut cu metoda pendulului fizic. În cazul cotului pentru a se realiza un pendul care să oscileze în jurul axei palierelor s-a detașat porțiunea corespunzătoare din arborile cotit și s-au folosit două capace cu greutatea $Q = 1,28$ kgf, ca în figura 2. Perioada micilor oscilații pentru acest pendul este $T = 0,64$ s, obținută ca medie a mai multor măsurători.

Pentru determinarea poziției centrului de greutate în raport cu axa de rotație distanța b din figura 2, care interesează la calculul forțelor de inerție și la studiul echilibrării, s-a cîntărit pendulul sprijinindu-se pe axul unui capac și la distanța $h = 7,35$ cm de axa palierelor, centrul găurii de ungere practică în maneton (vezi fig. 2) găsindu-se valorile :

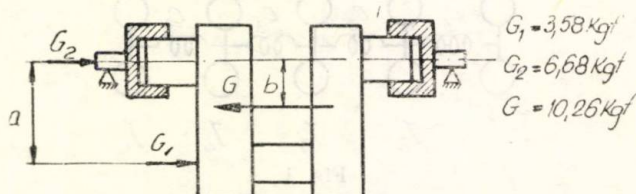


Fig. 2

Cu aceste date rezultă pentru momentul de inerție căutat și distanța b valorile :

$$J_c = 0,26 \text{ kgfcm s}^2 ; b = 2,9 \text{ cm}$$

b) Momentul de inerție al bielei asamblate J_b

Pentru ca biela să poată oscila în jurul axei manetonului sau bolțului, s-au confecționat doi cilindri cu greutatea $Q = 1,69$ kgf și $P = 0,38$

kgf ce au fost introduși în cele două ochiuri ale bielei (maneton și bolt). Prin cîntărire ca în figura 3 s-a determinat repartitia greutății pe cele două axe.

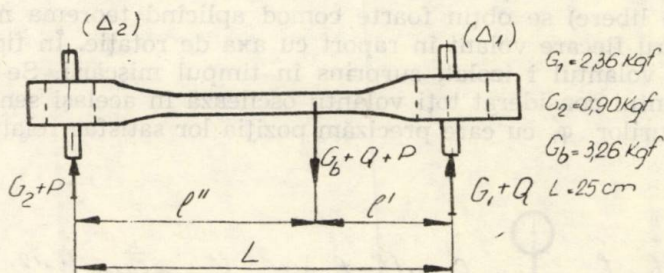


Fig. 3

Măsurîndu-se perioada micilor oscilații în jurul celor două axe $T_{\Delta_1} = 0,93$ s și $T_{\Delta_2} = 0,98$ s, s-a putut calcula (și verifica) momentul de inerție căutat și distanța „a” care intră în relația 1

$$J = 0,45 \text{ kgf cm s}^2 = J_n; a = 6,9 \text{ cm}$$

Celelalte date necesare calculului momentului de inerție al discului fictiv cu relația (1) a cărui valoare rezultă egală cu $J = 0,40 \text{ kgf cm s}^2$ sînt :

$$M_p = 2,18 \cdot 10^{-3} \text{ kgf s}^2 \text{ cm și } R = 6,5 \text{ cm}$$

Se subliniază faptul că $J_1 = J_2 = J_3 = J_4 = J = 0,40 \text{ kgf cm s}^2$ (vezi fig. 1).

c. Momentul de inerție al volantului $J_v = J_5$

Volantul împreună cu ambreiajul a format un pendul care a oscilat în jurul unei axe paralelă cu cea de rotație și care se află la distanța de $L = 17,3$ cm. Perioada micilor oscilații fiind de $T = 1,13$ s iar greutatea $G = 80,50$ kgf, rezultă $J = 18,3 \text{ kgf cm s}^2$.

CALCULUL CONSTANTELOR ELASTICE

Determinarea constantelor elastice ale arborelui fictiv s-a făcut pe baza cotelor din desenul de execuție al arborelui cotit, făcînd media între valorile rezultate din formulele lui Zimanenko [1] pag. 10 și Carter [3] pag. 464.

$$C_{1,2} = C_{3,4} = 1,55 \cdot 10^7 \text{ kgfcm/rad}; C_{2,3} = 1,49 \cdot 10^7 \text{ kgfcm/rad}; C_{4,5} = 1,18 \cdot 10^7 \text{ kgfcm/rad}.$$

SCRIEREA ECUAȚIILOR DIFERENȚIALE

Ecuatiile diferențiale care descriu mișcarea sistemului din figura 1 (vibrațiile libere) se obțin foarte comod aplicând teorema momentului cinetic pentru fiecare volant în raport cu axa de rotație. În figura 4 este reprezentat volantul i izolat, surprins în timpul mișcării. Se presupune că în momentul considerat toți volanții oscilează în același sens și că valorile unghiurilor φ_i cu care precizăm poziția lor satisfac relația $\varphi_i > \varphi_{i+1}$

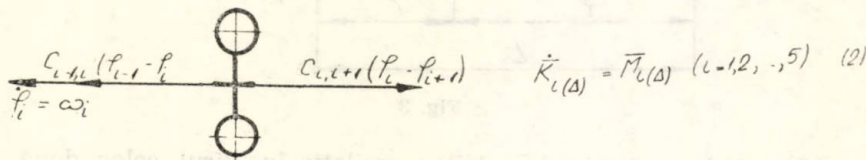


Fig. 4.

Ecuatiile diferențiale căutate sînt :

$$\ddot{\varphi}_i J_i - c_{i-1,i}(\varphi_{i-1} - \varphi_i) + c_{i,i+1}(\varphi_i - \varphi_{i+1}) = 0 \quad (i=1,2,\dots,5; c_{0,1}=c_{5,6}=0) \quad (3)$$

Rezolvarea sistemului (3) se face luînd soluții armonice de aceeași pulsație dar cu amplitudini diferite, care înlocuite în (3) conduc la un sistem omogen avînd ca necunoscute amplitudinile volanților. Punînd condiția ca determinantul acestui sistem să fie nul, adică sistemul să admită soluții diferite de zero pentru amplitudini, rezultă ecuația pulsațiilor care are expresia :

$$p^2(p^8 - 26 \cdot 10^7 \cdot p^6 + 204 \cdot 10^{14} \cdot p^4 - 483 \cdot 10^{21} \cdot p^2 + 184 \cdot 10^{28}) = 0 \quad (4)$$

Rădăcinile acestei ecuații au valorile :

$$p_0^2 = 0; \quad p_1^2 = 0,468 \cdot 10^7; \quad p_2^2 = 3,326 \cdot 10^7; \quad p_3^2 = 9,10 \cdot 10^7; \quad p_4^2 = 13,10 \cdot 10^7$$

Celor patru pulsații proprii diferite de zero le corespund patru moduri diferite de oscilații. În figura 5 este reprezentată linia elastică a arborelui cotit corespunzătoare acestor forme de oscilație.

Amplitudinile volanților s-au calculat din sistemul omogen amintit luîndu-se pentru amplitudinea volantului motorului valoarea arbitrară egală cu unitatea.

În tabelul 1 s-au calculat turațiile critice corespunzătoare celor patru moduri de oscilație și o parte a spectrului de rezonanță.

Turația de regim a motorului D-103 este de $n = 1800$ rot/min. Din tabelul 1 rezultă că numai armonicile cuplului perturbator superioare ordinului $v = 11$ pot provoca fenomenul de rezonanță. Cum aceste armonici sînt aproape neglijabile, iar în realitate există și amortizare, efectul lor nu este periculos.

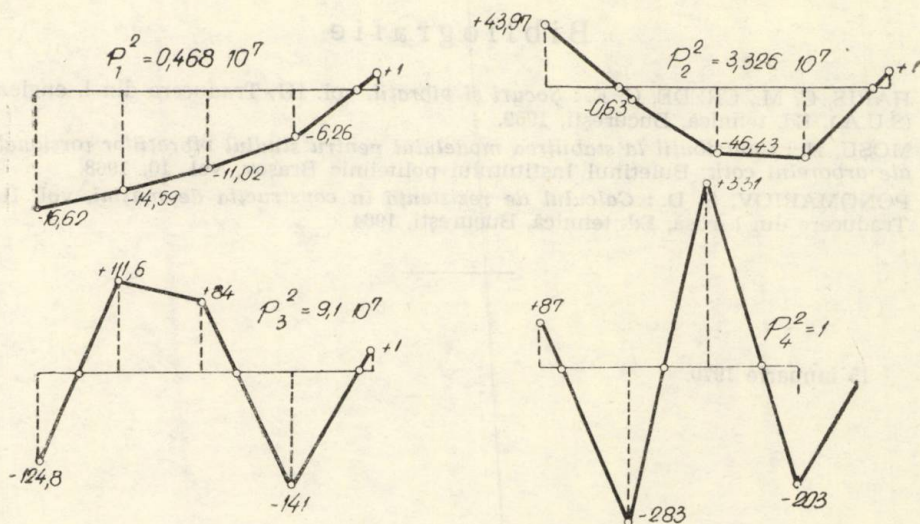


Fig. 5.

Tabelul 1

$p_1^2 = 0,468 \cdot 10^7 \cdot 5^2$	v	11	11,5	12	12,5	13	13,5	14
$n_{p1} = \frac{30}{\pi} \cdot 10^3 \sqrt{4,68} = 20\,580 \frac{\text{rot.}}{\text{min.}}$	n	1870	1790	1715	1645	1580	1520	1470
$p_2^2 = 3,326 \cdot 10^7 \cdot 5^2$	v	30	30,5	31	31,5	32	32,5	33
$n_{p2} = \frac{30}{\pi} \cdot 10^3 \sqrt{33,26} = 54\,900 \frac{\text{rot.}}{\text{min.}}$	n	1830	1800	1770	1740	1715	1689	1660
$p_3^2 = 9,1 \cdot 10^7 \cdot 5^2$	v	50	50,5	51	51,5	52	52,5	53
$n_{p3} = \frac{30}{\pi} \cdot 10^3 \sqrt{91} = 90\,800 \frac{\text{rot.}}{\text{min.}}$	n	1815	1800	1780	1760	1749	1730	1715
$p_4^2 = 13,1 \cdot 10^7 \cdot 5^2$	v	60	60,5	61	61,5	62	62,5	63
$n_{p4} = \frac{30}{\pi} \cdot 10^4 \sqrt{1,31} = 109\,000 \frac{\text{rot.}}{\text{min.}}$	n	1815	1800	1785	1770	1755	1745	1730

Zusammenfassung

Es wird für die Massenableitung eine genauere Beziehung verwendet (die Ableitung dieser Formel wurde vom Verfasser in [2] dargestellt). Die Arbeit wurde in einer ausführlicheren Form an das Traktorenwerk von Braşov durch einen Forschungsauftrag weitergegeben.

Bibliografie

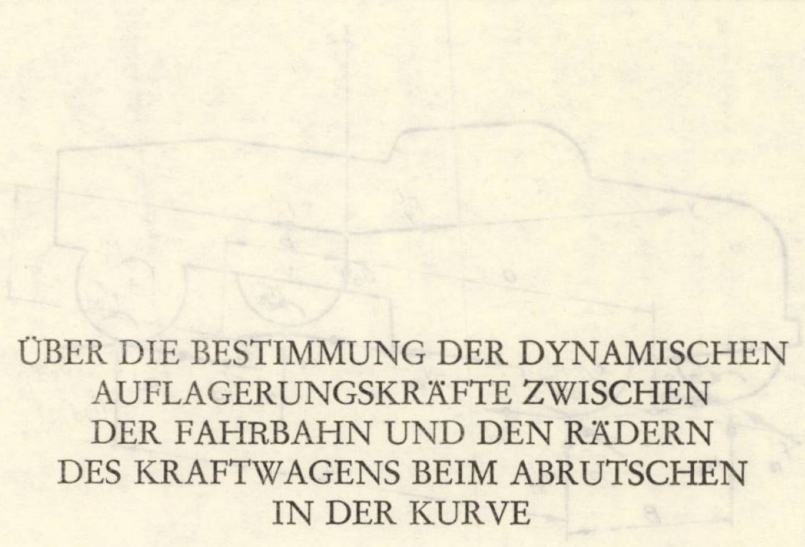
1. HARIS, C. M., CREDE, C. E. : *Șocuri și vibrații*, vol. III. Traducere din l. engleză (S.U.A.), Ed. tehnică, București, 1969.
2. MOȘU, N. : *Contribuții la stabilirea modelului pentru studiul vibrațiilor torsionale ale arborelui cotit*. Buletinul Institutului politehnic Brașov, vol. 10, 1968.
3. PONOMARIOV, S. D. : *Calculul de rezistență în construcția de mașini*, vol. III, Traducere din l. rusă, Ed. tehnică, București, 1964.

15 ianuarie 1970.

$\sigma = 0.408 \cdot 10^5$	$\nu = 11$	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
$\sigma = 10^5 \cdot 1.08$	$\nu = 10$	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
$\sigma = 3.36 \cdot 10^5$	$\nu = 10$	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
$\sigma = 10^5 \cdot 3.36$	$\nu = 10$	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
$\sigma = 9.1 \cdot 10^5$	$\nu = 10$	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
$\sigma = 10^5 \cdot 9.1$	$\nu = 10$	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
$\sigma = 1.3 \cdot 10^5$	$\nu = 10$	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
$\sigma = 10^5 \cdot 1.3$	$\nu = 10$	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23

Zusammenfassung

Wird für die Stabverbiegung eine spezielle Beziehung verwendet (die Abhängigkeit von der Form des Vertiefers in 1. Abschnitt) wird die Arbeit in einer vereinfachten Form an der Konstruktion von Pressen durch einen Rechner durchgeführt.



ÜBER DIE BESTIMMUNG DER DYNAMISCHEN AUFLAGERUNGSKRÄFTE ZWISCHEN DER FAHRBAHN UND DEN RÄDERN DES KRAFTWAGENS BEIM ABRUTSCHEN IN DER KURVE

I. DEUTSCH, V. OLARIU

ALLGEMEINE BETRACHTUNGEN

Im Fachschrifttum [1], [3] werden, bei der Bestimmung der dynamischen Gegenwirkungen zwischen Fahrbahn und LKW-Rädern, der Rahmen des Fahrzeuges vollkommen starr und die Aufhängung blockiert vorausgesetzt. Ausserdem wird die Verformung der Reifen vernachlässigt. Demzufolge wird den Seiten- und Längsneigungen der aufgehängten Masse nicht Rechnung getragen.

Die vorliegende Arbeit setzt sich, die Vorführung einer Berechnungsmethode der dynamischen Reaktionen zwischen der Fahrbahn und den Rädern eines Lastkraftwagens mit gemischter Aufhängung, bestehend aus halbelliptischen Tragfedern, unter Berücksichtigung der Verformung des LKW-Rahmens, der Aufhängung und der Reifen, zum Ziel.

DIE GLEICHUNGEN DES DYNAMISCHEN GLEICHGEWICHTS

Die für die Bewegung des Lastkraftwagens, in einer links vom Fahrer liegenden Kurve, auf Grund der Bilder 1 und 2 abgeleiteten Gleichungen des dynamischen Gleichgewichts lauten :

$$F_x^i + F_{1s}^r \cos \beta_{1s} + F_{1d}^r \cos \beta_{1d} + S_{1s} \sin \beta_{1s} + S_{1d} \sin \beta_{1d} + F_{2s}^r + \\ + F_{2d}^r - F_{Rs} - F_{Rd} = 0 ; \quad (1)$$

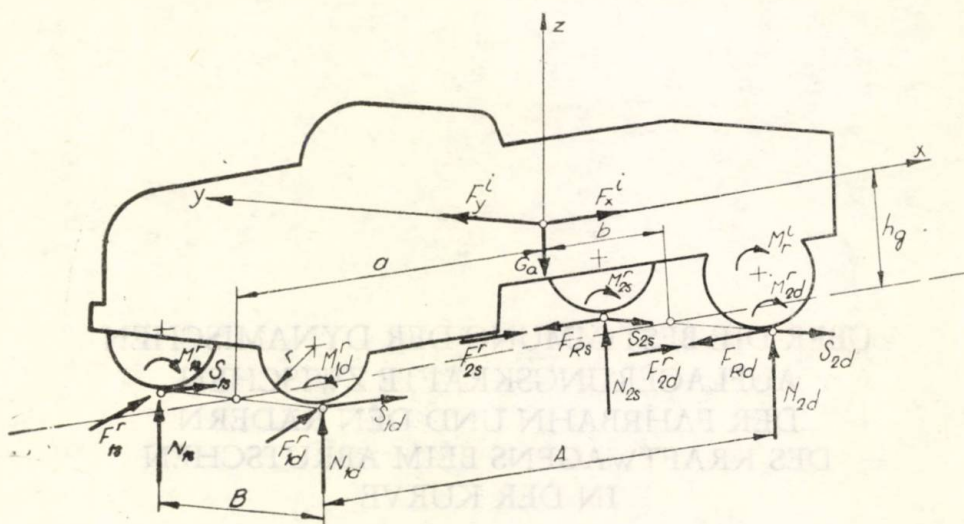


Bild 1

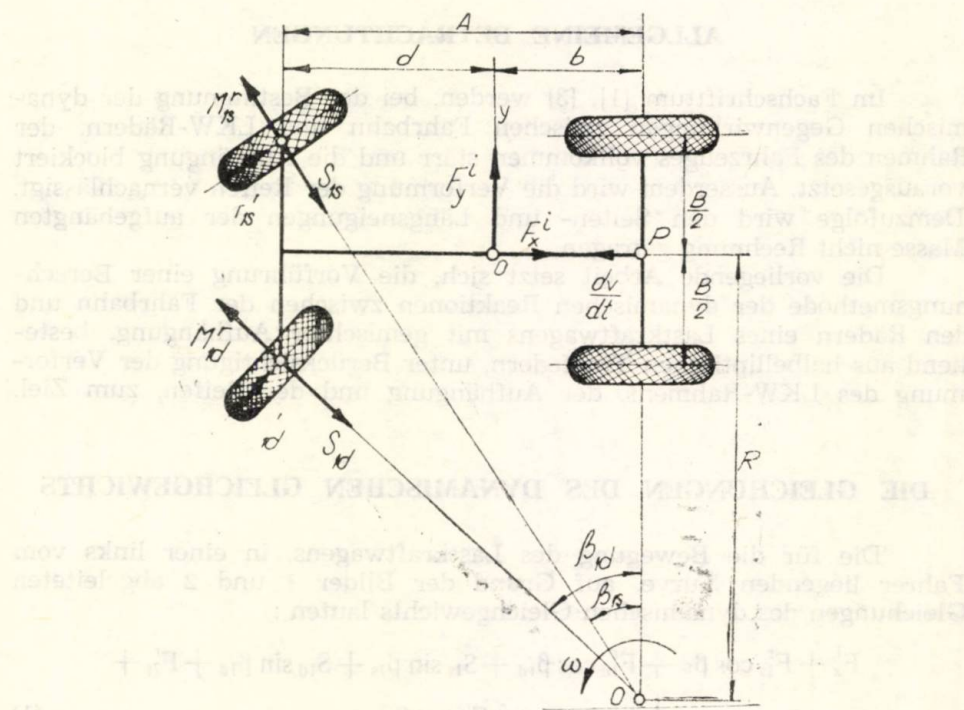


Bild 2

$$F_y^i + F_{1s}^r \sin \beta_{1s} + F_{1d}^r \sin \beta_{1d} - S_{1s} \cos \beta_{1s} - S_{1d} \cos \beta_{1d} + (S_{2s} + S_{2d}) = 0; \quad (2)$$

$$N_{1s} + N_{1d} + N_{2s} + N_{2d} - G_a = 0; \quad (3)$$

$$0,5 B N_{1s} - 0,5 B N_{1d} + 0,5 B N_{2s} - 0,5 B N_{2d} + h_g F_{1s}^r \sin \beta_{1s} + h_g F_{1d}^r \sin \beta_{1d} - \\ - h_g S_{1s} \cos \beta_{1s} - h_g S_{1d} \cos \beta_{1d} - M_{1s}^r \sin \beta_{1s} - M_{1d}^r \sin \beta_{1d} - h (S_{2s} + S_{2d}) = 0 \quad (4)$$

$$a N_{1s} + a N_{1d} - b N_{2s} - b N_{2d} - h_g F_{1s}^r \cos \beta_{1s} - h_g F_{1d}^r \cos \beta_{1d} - h_g S_{1s} \sin \beta_{1s} - \\ - h_g S_{1d} \sin \beta_{1d} + M_{1s}^r \cos \beta_{1s} + M_{1d}^r \cos \beta_{1d} - h_g F_{2s}^r - h_g F_{2d}^r + M_{2s}^r + M_{2d}^r + \\ + h_g F_{Rs} + h_g F_{Rd} + M_r^i = 0; \quad (5)$$

$$(a \cos \beta_{1s} - 0,5 B \sin \beta_{1s}) S_{1s} + (a \cos \beta_{1d} + 0,5 B \sin \beta_{1d}) S_{1d} - \\ - (a \sin \beta_{1s} + 0,5 B \cos \beta_{1s}) F_{1s}^r - (a \sin \beta_{1d} - 0,5 B \cos \beta_{1d}) F_{1d}^r + \\ + 0,5 B F_{Rs} - 0,5 B F_{Rd} - 0,5 B F_{2s}^r + 0,5 B F_{2d}^r - M_z^i - b (S_{2s} + S_{2d}) = 0. \quad (6)$$

Es kann sodann die Substitution

$$S_{2s} + S_{2d} = S_2, \quad (7)$$

vorgenommen werden.

Einige Grössen können durch die Beziehungen [5], [3]:

$$F_x^i = \frac{G_a}{g} \left(\frac{dv}{dt} - b \frac{v^2}{R^2} \right); \quad F_y^i = \frac{G_a}{d} \left(\frac{v^2}{R} + \frac{b}{R} \frac{dv}{dt} \right); \quad (8)$$

$$M_z^i = \frac{J_z}{R} \cdot \frac{dv}{dt}; \quad M_r^i = (\delta_1 + \delta_2 i_s^*) r \frac{G_a}{g} \cdot \frac{dv}{dt};$$

$$F_{1s}^r = f N_{1s}, \quad F_{1d}^r = f N_{1d}, \quad F_{2s}^r = f N_{2s}, \quad F_{2d}^r = f N_{2d};$$

$$M_{1s}^r = r f N_{1s}, \quad M_{1d}^r = r f N_{1d}, \quad M_{2s}^r = r f N_{2s}, \quad M_{2d}^r = r f N_{2d};$$

$$F_{Rs} = 0,5 (2 - \lambda) F_R, \quad F_{Rd} = 0,5 \lambda F_R, \quad M_{Rs} = 0,5 (2 - \lambda) r F_R, \quad M_{Rd} = 0,5 \lambda r F_R;$$

$$M_{Rd} = 0,5 \lambda r F_R, \quad F_R = \frac{i_o i_s M_{\max}}{r} \eta_t$$

ersetzt werden.

Andere Grössen werden aus Bild 2 abgeleitet und durch die Bezeichnungen.

$$\sin \beta_{1s} = \frac{2 \Lambda}{2 R + B} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{2 \Lambda}{2 R + B} \right)^2}}; \quad \cos \beta_{1s} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{2 \Lambda}{2 R + B} \right)^2}} \\ \sin \beta_{1d} = \frac{2 \Lambda}{2 R - B} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{2 \Lambda}{2 R - B} \right)^2}}; \quad \cos \beta_{1d} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{2 \Lambda}{2 R - B} \right)^2}} \quad (9)$$

ausgedrückt.

Nach Einführung der Bezeichnungen :

$$\lambda_{1s} = \frac{2A}{2R+B}, \lambda_{1d} = \frac{2A}{2R-B}, \rho_{1s} = \frac{1}{\sqrt{1+\left(\frac{2A}{2R+B}\right)^2}}, \rho_{1d} = \frac{1}{\sqrt{1+\left(\frac{2A}{2R-B}\right)^2}} \quad (10)$$

lauten die Formeln (9) wie folgt :

$$\sin \beta_{1s} = \lambda_{1s} \rho_{1s}; \sin \beta_{1d} = \lambda_{1d} \rho_{1d}, \cos \beta_{1s} = \rho_{1s}, \cos \beta_{1d} = \rho_{1d} \quad (11)$$

Bei Berücksichtigung der Torsion des Rahmens und der Verformungen der Aufhängung bzw. der Räder erhält man die zusätzliche Bedingung :

$$(M_x)_1 = -M_t, \quad (12)$$

wo :

$$(M_x)_1 = 0,5 B N_{1s} - 0,5 B N_{1d} + h_g F_{1s} \sin \beta_{1s} + h_g F_{1d} \sin \beta_{1d} - h_g S_{1s} \cos \beta_{1s} - h_g S_{1d} \cos \beta_{1d} - M_{1s}^r \sin \beta_{1s} - M_{1d}^r \sin \beta_{1d}; \quad (13)$$

$$M_t = c \varphi_t = c (\varphi_1 + \varphi_2) \quad (14)$$

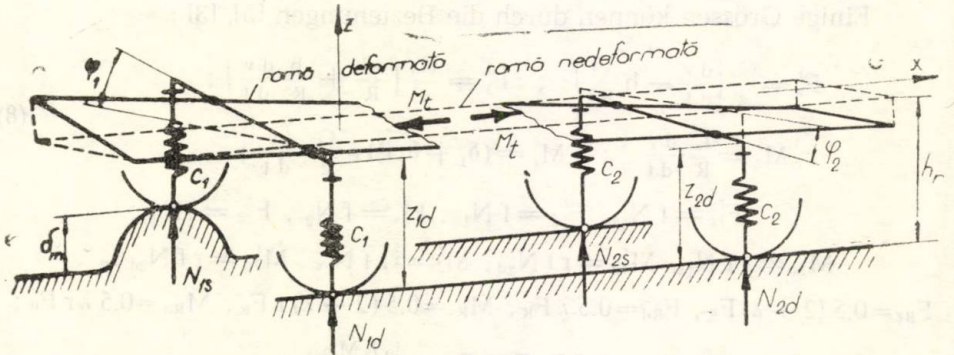


Bild 3

Aus Bild 3 sind :

$$\varphi_1 = \frac{z_{1s} - z_{1d}}{B}, \varphi_2 = \frac{z_{1d} - z_{2s}}{B};$$

$$z_{1s} = h_r + \delta_m - \frac{N_{1s}}{c_1}, z_{1d} = h_r - \frac{N_{1d}}{c_1};$$

$$z_{2s} = h_r - \frac{N_{2s}}{c_2}, z_{2d} = h_r - \frac{N_{2d}}{c_2},$$

Daraus folgt :

$$\varphi_1 = \frac{1}{B} \left(\delta_m + \frac{N_{1d}}{c_1} - \frac{N_{1s}}{c_1} \right), \varphi_2 = \frac{N_{2s} - N_{2d}}{c_2 B}. \quad (15)$$

Aus (14) und (15) ergibt sich :

$$M_t = \frac{c \delta_m}{B} - \frac{c}{c_1 B} N_{1s} + \frac{c}{c_1 B} N_{1d} - \frac{c}{c_2 B} N_{2d} + \frac{c}{c_2 B} N_{2s} \quad (16)$$

In den oberen Bedingungen gelten für die Starrheit folgende Ausdrücke [2] :

$$c = \frac{2 c_{p1} \cdot c_{a1}}{2 c_{a1} \cdot c_{p1} \left(\frac{B}{B - 2 l_1} \right)^2}, \quad c_2 = \frac{2 c_{p2} \cdot c_{a2}}{2 c_{a2} + c_{p2} \left(\frac{B}{B - 2 l_2} \right)^2} \quad (17)$$

Aus (12), (13) und (16) folgt die Bedingung :

$$\begin{aligned} 0,5 B N_{1s} - 0,5 B N_{1d} + h_g F_{1s}^r \sin \beta_{1s} + h_g F_{1d}^r \sin \beta_{1d} - h_g S_{1s} \cos \beta_{1s} - \\ - h_g S_{1d} \cos \beta_{1d} - M_{1s}^r \sin \beta_{1s} - M_{1d}^r \sin \beta_{1d} = \frac{c \delta_m}{B} + \frac{c}{c_1 B} N_{1s} - \frac{c}{c_1 B} N_{1d} + \\ + \frac{c}{c_2 B} N_{2d} - \frac{c}{c_2 B} N_{2s} \end{aligned} \quad (18)$$

Unter Berücksichtigung der Bedingung (18) nimmt die Gleichung (4) des dynamischen Gleichgewichts folgende Form an :

$$\begin{aligned} \frac{c}{c_1 B} N_{1s} - \frac{c}{c_1 B} N_{1d} + \left(0,5 B - \frac{c}{c_2 B} \right) N_{2s} - \left(0,5 B - \frac{c}{c_2 B} \right) N_{2d} - \\ - h_g (S_{2s} + S_{2d}) = \frac{c}{B} \end{aligned} \quad (19)$$

DER FREIE SCHLEUDERZUSTAND IN KURVEN

Bei der Bewegung, entlang einer Kurve, mit konstanter Geschwindigkeit — gleich der Schleudergeschwindigkeit — werden folgende Bedingungen gesetzt :

$$\left. \begin{aligned} v = v_d, \quad \frac{dv}{dt} = 0, \quad f = 0, \quad S_{1s} = \varphi N_{1s}; \\ S_{1d} = \varphi N_{1d}, \quad S_{2s} = \varphi N_{2s}, \quad S_{2d} = \varphi N_{2d} \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

Durch Inbetrachtnahme der Beziehungen (7), (8), (11) und (16) kann die Gleichung des dynamischen Gleichgewichts des Lastkraftwagens durch folgende Matrizengleichung ausgedrückt werden :

$$\begin{vmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & 0 & 0 & -1 & a_{26} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} & 0 & a_{36} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} & 0 & a_{36} \\ a_{51} & a_{52} & a_{53} & a_{54} & a_{55} & 0 \\ a_{61} & a_{62} & a_{63} & a_{64} & a_{65} & 0 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} N_{1s} \\ N_{1d} \\ N_{2s} \\ N_{2d} \\ F_R \\ V_d^* \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} a_{10} \\ 0 \\ 0 \\ a_{40} \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix} \quad (21)$$

wobei :

$$\begin{aligned}
 a_{21} &= \varphi \lambda_{1s} \rho_{1s}, \quad a_{22} = \varphi \lambda_{1d} \rho_{1d}, \quad a_{26} = -\frac{b}{R^2} \cdot \frac{G_a}{g}; \\
 a_{31} &= \varphi \rho_{1s}, \quad a_{32} = \varphi \rho_{1d}, \quad a_{33} = a_{34} = \varphi, \quad a_{36} = -\frac{G_a}{g R}; \\
 a_{41} &= \frac{c}{c_1 B}, \quad a_{42} = -a_{41}, \quad a_{43} = 0,5 B - \frac{c}{c_2 B} - \varphi h_g; \\
 a_{44} &= -0,5 B + \frac{c}{c_2 B} - \varphi h_g, \quad a_{51} = a - \varphi \lambda_{1s} \rho_{1s} h_g; \\
 a_{52} &= a - \varphi \lambda_{1d} \rho_{1d} h_g, \quad a_{53} = a_{54} = -b, \quad a_{55} = h_g; \\
 a_{61} &= \varphi \rho_{1s} \left(a - \frac{\Lambda B}{2 R + B} \right), \quad a_{62} = \varphi \rho_{1d} \left(a + \frac{\Lambda B}{2 R - B} \right); \\
 a_{63} &= a_{64} = -\varphi b, \quad a_{65} = -0,5 (\lambda - 1) B, \quad a_{10} = G_a, \quad a_{40} = \frac{c \delta_m}{B}.
 \end{aligned}$$

Die mit Hilfe eines Elektronenrechners bestimmte Lösung der Gleichung (21) drückt die Gegenwirkungen N_{1s} , N_{1d} , N_{2s} , N_{2d} , sowie die Grössen F_R und v_d^* aus.

Durch aufeinanderfolgende Ausschaltung der Unbekannten F_R und v_d^* aus der Gleichung (21) erhält man :

$$\begin{vmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} N_{1s} \\ N_{1d} \\ N_{2s} \\ N_{2d} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} a_{10} \\ a_{20} \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix} \quad (22)$$

wobei :

$$\begin{aligned}
 a_{21} &= \frac{c}{c_1 B}, \quad a_{22} = -a_{21}, \quad a_{23} = 0,5 B - \frac{c}{c_2 B} - \varphi h_g; \\
 a_{24} &= -0,5 B + \frac{c}{c_2 B} - \varphi h_g, \quad a_{31} = a - \varphi \rho_{1s} \frac{b h_g}{R}; \\
 a_{32} &= a - \varphi \rho_{1d} \frac{b h_g}{R}, \quad a_{33} = a_{34} = -\frac{b}{R} (B + \varphi h_g); \\
 a_{41} &= \varphi \rho_{1s} \left\{ a - 0,5 B \left[\lambda_{1s} \lambda - \frac{b}{R} (\lambda - 1) \right] \right\}; \\
 a_{42} &= \varphi \rho_{1d} \left\{ a + \frac{2 \Lambda \cdot B}{2 R - B} - 0,5 B \left[\lambda_{1d} \lambda - \frac{b}{R} (\lambda - 1) \right] \right\}; \\
 a_{43} &= a_{44} = -\frac{b}{R} \left[R - 0,5 (\lambda - 1) B \right] \varphi, \quad a_{40} = G_a, \quad a_{20} = \frac{c \delta_m}{B}.
 \end{aligned}$$

Aus der Lösung der Gleichung (22) folgen die Formeln :

$$N_{1s} = \frac{1}{\Delta} \sum_{i=1}^2 A_{i1} a_{i0}, \quad N_{1d} = \frac{1}{\Delta} \sum_{i=1}^2 A_{i2} a_{i0};$$

$$N_{2s} = \frac{1}{\Delta} \sum_{i=1}^2 A_{i3} a_{i0}, \quad N_{2d} = \frac{1}{\Delta} \sum_{i=1}^2 A_{i4} a_{i0};$$

dabei ist :

$\Delta = \sum_{i=1}^4$ — die Matrizendeterminante der Koeffizienten der Normalreaktionen ;

$A_{1i} (i = 1, \dots, 4)$ — das algebraische Komplement der Elemente der ersten Linie aus der Matrice der Koeffizienten der Normalreaktionen.

Nach den ausgeführten Substitutionen, um von der Gleichung (21) auf die Gleichung (22) übergehen zu können, erhält man die Beziehung :

$$v_d^2 = \frac{\varphi_g R}{G_a} (\rho_{1s} N_{1s} + \rho_{1d} N_{1d} + N_{2s} + N_{2d}), \quad (23)$$

die sich nach Einführung der Annäherungen

$$\frac{2A}{2R+B} \approx 0, \quad \frac{2A}{2R-B} \approx 0$$

und unter Berücksichtigung der Gleichung (3) in die bekannte Formel

$$v_d^2 = \varphi \cdot g \cdot R$$

verwandelt.

Auf Grund der vorgenommenen Substitutionen und der Formel (23) gelangt man zum Ausdruck der Triebkraft :

$$F_R = \varphi \left[\rho_{1s} \left(\lambda_{1s} - \frac{b}{R} \right) N_{1s} + \rho_{1d} \left(\lambda_{1d} - \frac{b}{R} \right) N_{1d} - \frac{b}{R} (N_{2s} + N_{2d}) \right]. \quad (24)$$

ZAHLENBEISPIEL FÜR DEN VERSUCHSLASTKRAFTWAGEN SR-117

Die Zahlenwerte der gegebenen Größen sind in der Tabelle 1 zusammengefasst.

Tabelle 1

G_a	8905 kgf	a	3,04 m	i_s	2,22	c_{p1}	620 kgf/cm
M_{max}	32 mkgf	b	0,96 m	φ	0,75	c_{p2}	1400 kgf/cm
v	10 m/s		0,464 m	f	0,02	c	150 kgf/m/rad
g	9,81 m/s ²	h_g	1,16 m	δ_1	0,05	c_{a1}	88,3 kgf/cm
A	4 m	l_1	0,42 m	δ_2	0,05	c_{a2}	290 kgf/cm
B	1,75 m	l_2	0,362 m	λ	1,25	δ_m	10 cm
R	20 m	i_o	8,21	η_t	0,85	—	—

Der Abstand h_g zwischen dem Schwerpunkt des Lastkraftwagens und der Fahrbahn wurde versuchsweise bestimmt. Der Wert der Starrheit c wurde Arbeit [2] und jener der Starrheiten c_{p1} und c_{p2} der Arbeit [3] entnommen. Die Starrheiten c_{a1} und c_{a2} entstammen der Arbeit [4]. Die übrigen Grössen wurden den technischen Unterlagen des Lastkraftwagens SR-117 und den Arbeiten [1], [3] und [5] entnommen.

Die Berechnung der Gegenwirkungen der Fahrbahn auf die Räder ist in Tabelle 2 zusammengefasst.

Tabelle 2

c_1	44,4 kgf/cm	a_{32}	3	a_{10}	8905	A_{22}	0
c_2	175 kgf/cm	a_{33}	— i	a_{20}	85,8	A_{23}	— 0,88
a_{21}	0,193	a_{34}	— 1	A_{11}	— 0,3126	A_{24}	0,88
a_{22}	— 0,193	a_{41}	1,96	A_{12}	— 0,0605	N_{1s}	1900 kgf
a_{23}	0,014	a_{42}	2,18	A_{13}	— 1,051	N_{1d}	370 kgf
a_{24}	— 1,638	a_{43}	— 0,665	A_{14}	— 0,0382	N_{2s}	6450 kgf
a_{31}	3	a_{44}	— 0,665	A_{21}	0	N_{2d}	180 kgf

Es werden folgende Bezeichnungen verwendet :

- G_a — Gesamtgewicht des Lastkraftwagens ;
- F_x^i, F_y^i — Längs- bzw. Querkomponente der der Masse des Lastkraftwagens entsprechenden Trägheitskraft ;
- M_z^i — Moment der der Masse des Lastkraftwagens entsprechenden Trägheitskräfte ;
- M_r^i — auf die Triebachse reduziertes Moment der der sich drehenden Masse entsprechenden Trägheitskräfte ;
- M_t — Torsionsmoment des Rahmens ;
- $(M_x)_1$ — Summe der Momente der in bezug auf O_x bestimmten und auf die Vorderachse wirkenden äusseren Kräfte (Bild 1) ;
- $N_{1s}, N_{1d}, N_{2d}, N_{2d}$ — Normalreaktionen der Bahn auf die Räder ;
- $S_{1s}, S_{1d}, S_{2s}, S_{2d}$ — Querreaktionen der Bahn auf die Räder ;
- S_2 — Gesamtquerreaktionen der Bahn auf die Räder der Hinterachse (Triebachse) ;
- F_{R_s}, F_{R_d} — an den Rädern der Hinterachse wirkende Zugkräfte ;
- F_R — Zugkraft an der Triebachse ;
- M_{R_s}, M_{R_d} — Antriebsmomente an den Rädern der Hinterachse ;
- M_{max} — Maximalmoment des Motors ;
- $F_{1s}^r, F_{1d}^r, F_{2s}^r, F_{2d}^r$ — Rollwiderstandskräfte ;
- $M_{1s}^r, M_{1d}^r, M_{2s}^r, M_{2d}^r$ — Rollwiderstandsmomente ;
- v — Geschwindigkeit des Lastkraftwagens ;
- v_d — Schleudergeschwindigkeit des Lastkraftwagens ;
- $\frac{dv}{dt}$ — tangentielle Beschleunigung des Zentralpunktes der Hinterachse bzw. die Beschleunigung oder Verzögerung auf einer geradlinigen Bahn ;
- g — Erdbeschleunigung ;

- A — Achsenstand des Lastkraftwagens ;
- B — Spurweite des Lastkraftwagens ;
- R — Kurvenradius des Zentralpunktes der Hinterachse ;
- a — Abstand zwischen der Vorderachse und der im Schwerpunkt des belasteten Lastkraftwagens auf die Fahrbahn senkrechte Achse ;
- b — Abstand zwischen der Hinterachse und der im Schwerpunkt des belasteten Lastkraftwagens auf die Fahrbahn senkrechte Achse ;
- h_g — Abstand zwischen dem Schwerpunkt des Lastkraftwagens und der Fahrbahn ;
- r — Rollradius der Räder des Lastkraftwagens ;
- l_1, l_2 — Abstände zwischen den Rädern und den Federn ;
- β_{1s}, β_{1d} — Winkel zwischen den Richtungen der Querreaktionen der Fahrbahn auf die Vorderräder und der Richtung der Hinterachse ;
- i_o — Übersetzungsverhältnis des Zentralgetriebes ;
- i_s — Übersetzungsverhältnis der gekuppelten Stufe des Wechselgetriebes ;
- φ — vom Querkippen begrenzter Haftungskoeffizient ;
- f — gesamter Rollwiderstandskoeffizient ;
- δ_1 — Einflusskoeffizient der Räder ;
- δ_2 — Einflusskoeffizient des Motors ;
- λ — Einflusskoeffizient der Reibung im Differentialgetriebe ;
- η_l — mechanischer Wirkungsgrad der Übersetzung ;
- c — Torsionssteifigkeit des Rahmens ;
- c_{a1} — Steifigkeit der vorderen Aufhängung ;
- c_{a2} — Steifigkeit der hinteren Aufhängung ;
- c_{p1} — Steifigkeit der vorderen Reifen ;
- c_{p2} — Steifigkeit der hinteren Reifen ;
- c_1 — Gesamtsteifigkeit des vorderen Reifen-Aufhängung-Systems ;
- c_2 — Gesamtsteifigkeit des hinteren Reifen-Aufhängung-Systems ;
- h_r — Abstand zwischen dem nichtverformten Rahmen und der Fahrbahn ;
- δ_m — Unebenheit der Fahrbahn unter dem linksangeordneten Rad der Vorderachse ;
- φ_1 — der Vorderachse beiliegender Drehwinkel des Rahmens ;
- φ_2 — der Hinterachse beiliegender Drehwinkel des Rahmens ;
- φ_t — Drehwinkel des Rahmens zwischen den beiden Achsen ;
- $z_{1s}, z_{1d}, z_{2s}, z_{2d}$ — Höhen der Punkte in denen die Träger der Normalreaktionen die Ebene des verformten Rahmens durchdringen .

Bemerkung. Die Kennbuchstaben s und d beziehen sich jeweils auf die dem positiven Sinn der Ox-Achse entsprechenden Größen der linken bzw. rechten Hälfte des Lastkraftwagens (Bild 1).

R e z u m a t

Lucrarea de față are ca scop prezentarea metodei matriciale de calcul a reacțiunilor dinamice dintre cale și roțile unui autocamion, prevăzut cu suspensie mixtă cu arcuri semieliptice progresive și arcuri de cauciuc, avîndu-se în vedere atât deformația ramei autocamionului cît și a suspensiei și a pneurilor.

Bibliografie

1. E. A. TSCHIUDAKOW : *Teoria automobilia*, Akademia nauk, SSSR, Moskva, 1961, (Theorie des Automobils, der Wissenschaften der UdSSR, Moskau, 1961).
2. I. DEUTSCH : *Calculul static al șasiurilor dreptunghiulare, Metalurgia și construcția de mașini*, 7/1960, București (Die Berechnung der rechteckigen Rahmen, „Hüttenwesen und Maschinenbau“ 7/1960, Bukarest).
3. C. GHIULAI : *Mecanica automobilului*, București, Editura tehnică, 1965 (Mechanik des Automobils, Technischer Verlag, Bukarest, 1965).
4. V. OLARIU : *Contribuții la studiul suspensiei mixte cu arcuri semieliptice progresive și arcuri de cauciuc*. Rezumatul dizertației pentru obținerea titlului de doctor inginer, Brașov, 1969. (Beiträge zum Studium der gemischten Aufhängung mit halbelliptischen Tragfedern und Gummifedern. Zusammenfassung der Dissertation zur Verleihung des Doktor-Ingenieur-Titels. Brașov, 1969).
5. M. UNTARU u.a. : *Automobile*. București, Editura didactică și pedagogică, 1968 (Automobile, Didaktischer und Pädagogischer Verlag, Bukarest, 1968).

25.I.1970.

ÜBER DIE ELASTIZITÄTS-CHARAKTERISTIK BEI PROGRESSIVER FEDERUNG MIT BESTIMMTEN FREQUENZEN

VIRGIL OLARIU

Für die Erhöhung der Bequemlichkeit bei Kraftwagen, wurden die Forschungsprobleme zur Erzielung einer veränderlichen Steifigkeit der Federung, durchgeführt, besonders für schwere Kraftwagen.

Also wird eine Steigerung des Gewichtes vom leeren Kraftwagen, zur Nennlast mit 10 bis 30%, für die Vorderachse und mit 200—250% für die Hinterachse bei Kraftomnibuse, und mit 250—400% bei Lastkraftwagen.

Durch die Kombination von flachen Tragfedern mit progressiven Federn mit Gummiflächen, werden nichtlineare elastische Kennlinien erzielt (Parabell, Exponentialkurven usw.).

Mit diesen elastischen Kennlinien werden die Eigenfrequenzen erzielt, Werte die von der 7-ten Abteilung des RGW-Rates für Maschinenbau vorgeschlagen wurden [1] :

$$v_u = 80 - 90 \quad 1/\text{min} \quad \text{für Nennlast}$$

$$v_g = 100 - 115 \quad 1/\text{min} \quad \text{für leere LKW}$$

Für die parabellformigen und exponentialformigen Kennlinien wird eine grosse Durchbiegung und grosse Abmessungen erhalten.

Für eine Verminderung der Abmessungen der Federung ist es möglich eine Charakteristik mit 2 Parabelln 3-ten Grades zu verwenden (Abb. 1).

Bei dieser Charakteristik wird die Frequenz im Leerlauf (v_g) sowie auch die bei der Nennlast (v_u) vorgeschrieben.

Das erste Teil des Bogens (0 g 0') wird vom Wert „Null“ bis zum Lastwert „ P_p “ benützt, nach diesem Wert wird das untere Packet der Blattfeder betätigt.

Der zweite Bogen (aO'u) wird von der Last P_p bis zur grossten dynamischen Last P_d benützt.

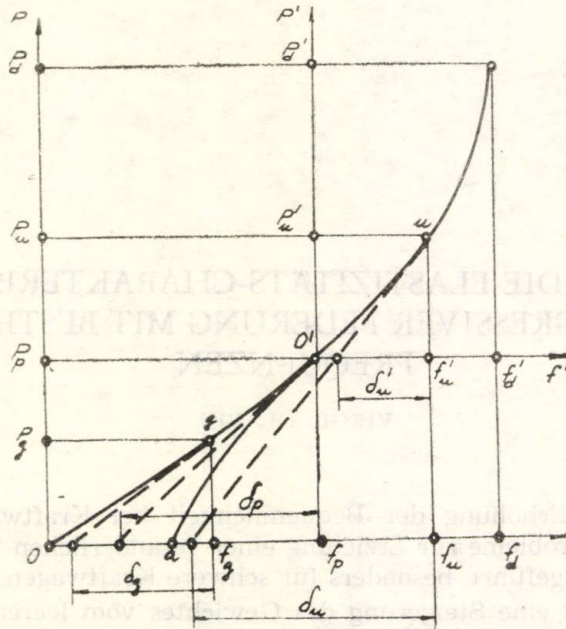


Abb. 1

Die Untertangente der elastischen Charakteristik wird also :

$$\delta = \frac{P}{\frac{dP}{df}} \quad (1)$$

welche für die Parabell 3-ten Grades :

$$P = k^2 (1 + \mu^2 f^2) f \quad (2)$$

wird, wo k^2 und μ^2 konstante Koeffizienten sind :

$$\delta = \frac{f + \mu^2 f^3}{1 + \mu^2 f^2} \quad (3)$$

Mit der Gleichung (3) wird der Koeffizient μ^2 erhalten, für den ersten Bogen der Parabell (0g0') :

$$\mu^2 = \frac{f_g - \delta_g}{f_g^2 (3\delta_g - f_g)} \quad (4)$$

wo f_g die Federung für das unbelastete Kraftfahrzeug ist, und δ_g die Untertangente :

$$\delta_g = \frac{900g}{\pi^2 v_g^2} \quad (5)$$

Der Wert der Federung f_g wird aus der Bedingung :

$$f_g > \delta_g \quad (6)$$

bestimmt.

Der Koeffizient k^2 entsprechend dem ersten Parabellteil wird :

$$k^2 = \frac{P_g}{(1 + \mu^2 f_g^2) f_g}, \quad (7)$$

welcher Wert aus (2) entnommen ist.

Bei zusammengesetzte Federn wird dem oberen Blattfederpaket die zulässige Kraft P_p nach [2] berechnet, mit berücksichtigung dass ein schwerer LKW etwa 20% der Zeit leer fährt, 20% mit der halben und 60% mit der Nennlast fährt.

Also wird :

$$P_p = \psi P_u \quad (8)$$

wo der Koeffizient ψ den Wert hat :

$$\psi = 0,3 \sim 0,4$$

Für die Bestimmung der Durchbiegung f_p entsprechend der Last P_p wird berücksichtigt dass der Punkt $0'$ (f_p , P_p) sich auf dem ersten Teil des parabellformigen Bogen befindet.

Also nach (2) und (8) ist es möglich zu schreiben :

$$\psi P_u = k^2 (1 + \mu^2 f_p^2) f_p,$$

oder

$$f_p \left(f_p^2 + \frac{1}{\mu^2} \right) = \frac{\psi P_u}{k^2 \mu^2} \quad (9)$$

Eingesetzt die Bezeichnungen :

$$B_p = \frac{1}{\mu^2}; \quad C_p = \frac{\psi}{k^2} P_u; \quad (10)$$

wird (9) :

$$f_p (f_p^2 + B_p) = C_p,$$

welches nach der Bezeichnung (11)

$$y = f_p^2 + B_p \quad (11)$$

$$f_p \cdot y = C_p \quad (12)$$

wird.

Die Durchbiegung f_p ist Abszisse f_1 (Abb. 2) des Kreuzpunktes zwischen der Hyperbell (1) mit der Gleichung (12), und der Parabell (2) mit der Gleichung (11).

Nach Formel (3) wird der Wert für die Untertangente :

$$\delta_p = f_p \frac{1 + \mu^2 f_p^2}{1 + 3\mu^2 f_p^2} \quad (13)$$

Der zweite Bogen (parabelförmig) nach dem Koordinatensystem (Abb. 1) ist :

$$P' = k'^2 (1 + \mu'^2 f'^2) f' \quad (14)$$

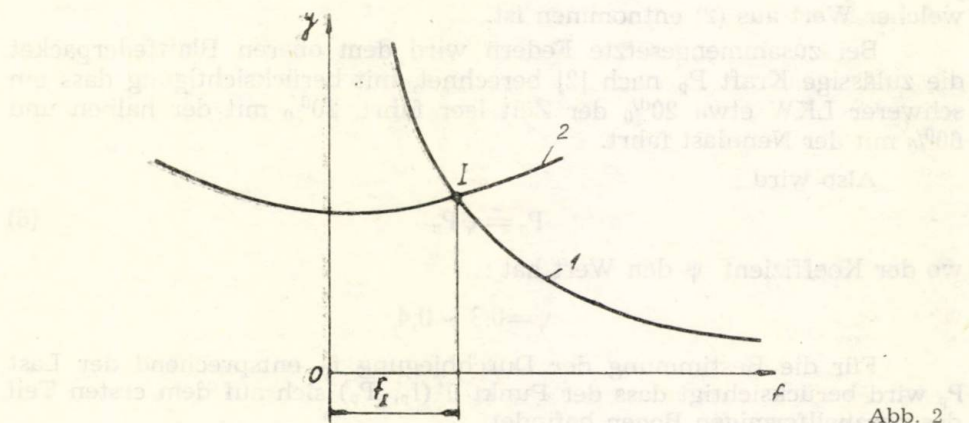


Abb. 2

Weil aber beide parabolformige Bogen eine gemeinsame Tangente in O' haben müssen, ist es möglich zu schreiben dass :

$$k'^2 = \frac{P_p}{\delta_p} \quad (15)$$

Aus (15) (8) und (13) ergibt sich :

$$k'^2 = \frac{1 + 3\mu^2 f_p^2}{f_p(1 + \mu^2 f_p^2)} \psi P_u \quad (16)$$

Mit Berücksichtigung dass der zweite parabolförmige Bogen durch den Punkt (f'_u, P'_u) gehen muss mit der Untertangente δ'_u , wird der Koeffizient.

$$\mu'^2 = \frac{f'_u - \delta'_u}{f'_u(3\delta'_u - f'_u)} \quad (17)$$

Dieser Wert wurde mit (3) berechnet.

Der Koeffizient k'^2 für den zweiten parabolformigen Bogen wird auch wie in :

$$k'^2 = \frac{P_u - P_p}{((1 + \mu'^2 f_u'^2) f'_u)} \quad (18)$$

geschrieben, Wert der nach (14) mit der Gleichung :

$$P'_u = P_u - P_p$$

erhalten wurde.

Mit der Bedingung (8), wird (18) :

$$k'^2 = \frac{(1+\psi) P_u}{(1+\mu'^2 f_u'^2) f_u'} \quad (19)$$

und aus (19) und (17) wird die Durchbiegung :

$$f_u' = \frac{3}{\frac{1}{\delta_u'} + \frac{2k'^3}{(1+\psi)P_u}} \quad (20)$$

Die Untertangente δ_u' wird nach Abb. 1 mit dem Wert :

$$\delta_u' = \frac{P'_u}{P_u} \delta_u = \frac{P_u - P_p}{P_u} \delta_u \quad (21)$$

geschrieben.

Aus (21) (8) (20) und (16) folgt :

$$f_u' = \frac{3(1-\psi)}{\frac{1}{\delta_u} + 2\psi \frac{1 + 3\mu^2 f_p^2}{f_p(1 + \mu^2 f_p^2)}} \quad (22)$$

wo die Untertangente δ_u nach (5) mit der Formel

$$\delta_u = \frac{900g}{\pi^2 v_u^2} \quad (23)$$

berechnet wird.

Die Durchbiegung f_u entsprechend der Nutzlast P_u wird nach Abb. 1 mit der Formel :

$$f_u = f_p + f_u' \quad (24)$$

berechnet.

Nach Formel (14) ist es möglich zu schreiben :

$$P'_d = k'^2 (1 + \mu'^2 f_d'^2) f_d'$$

oder

$$f_d' \left(f_d'^2 + \frac{1}{\mu'^2} \right) = \frac{P'_d}{k'^2 \mu'^2} \quad (25)$$

wo,

$$P'_d = P_d - P_p, \quad P_d = \epsilon_d P_u \quad (26)$$

Aus (26) und (8) folgt :

$$P'_d = (\varepsilon_d - \psi) P_u \quad (27)$$

wo ε_d der dynamische Koeffizient der Federung ist.

Aus (25) und (27) bekommt man :

$$f'_d \left(f_d'^2 + \frac{1}{\mu'^2} \right) = \frac{\varepsilon_d - \psi}{k'^2 \mu'^2} \quad (28)$$

Mit den Bezeichnungen :

$$B'_d = \frac{1}{\mu'^2}, \quad C'_d = \frac{\varepsilon_d - \psi}{k'^2} \cdot B'_d P_u \quad (29)$$

eingesetzt in (28) folgt :

$$f'_d (f_d'^2 + B'_d) = C'_d,$$

welche mit einer neuen Bezeichnung :

$$y = f_d'^2 + B'_d, \quad (30)$$

$$f'_d \cdot y = C'_d. \quad (31)$$

wird.

Die Durchbiegung f'_d ist die Abszisse f_1 (Abb. 2) des Schnittpunktes zwischen der Hyperbell 1 (nach Formel 31) und der Parabell 2 (mit der Gleichung 30).

Die maximale dynamische Durchbiegung wird nach Abb. 1 mit der Formel :

$$f_d = f_p + f'_d \quad (32)$$

berechnet, welche eine Vergleichung mit den üblichen Werten die bei Blattfedern verwendet werden ermöglicht, obwohl die Frequenzen für Leerlast und Nennlast nach den Werten die in der Literatur gegeben sind, bestimmt werden können.

R e z u m a t

Combinind arcuri progresive în foi cu arcuri de cauciuc se pot obține caracteristici elastice neliniare de forme impuse : parabolă cubică, exponențială etc. Cu astfel de caracteristici elastice se obțin dimensiuni mari de gabarit ale suspensiei pentru frecvențe joase (80 ~ 100 oscil/min).

În lucrare se studiază o caracteristică elastică formată din două arce de parabolă cubică, prin care se pot obține frecvențele recomandate de literatura de specialitate (la gol și la sarcina utilă) fără a depăși dimensiunile actuale de gabarit ale suspensiei cu arcuri în foi.

Bibliografie

1. KEIL, J.: *Zur Auswahl von Blattfedersystemem für Lastkraftwagen*, in K.F.T. nr. 5 — 1967.
 2. SONTHEIMER, G.: *Berechnung von geschichteten Halbeliptik Blattfedern für Lastwagen und Omnibuss*, Teil 2, in A.T.Z. nr. 11 — 1958.
-

25.I.1970.

ECUAȚIILE DIFERENȚIALE ALE MIȘCĂRII LATERALE A AUTOTRENULUI CU SEMIREMORCĂ LA DEPLASAREA ÎN CURBĂ

ENACHE IONESCU

1. IPOTEZE ȘI SIMPLIFICARI

Autotrenul cu semiremorcă, avînd mase remorcate și mase suspendate, reprezintă un sistem complicat de mase individuale cuplate a cărui cercetare teoretică nu poate fi tratată, fără a face unele simplificări și ipoteze, judicios și convenabil alese, în funcție de obiectivele urmărite în cercetare.

Caracteristicile de manevrabilitate și stabilitatea dinamică sînt influențate de parametrii constructivi și de exploatare.

La autotrenuri vitezele de deplasare sînt relativ mici în comparație cu automobilele singulare, astfel că forțele de rezistență ale aerului pot fi neglijate. La deplasarea în curbe, vitezele sînt și mai mici, simplificarea făcută fiind mai justificată.

De asemenea, nu se iau în considerare forțele de rezistență la rulare întrucît ele sînt mici în comparație cu celelalte forțe care acționează asupra autotrenului.

La deplasarea în curbe a autotrenurilor, rolul principal revine astfel forțelor laterale, care acționează la roțile autotrenului, precum și forțelor și momentelor de inerție.

Forțele laterale la roțile autotrenului se consideră a fi egale în stînga și în dreapta, astfel că ele pot fi reduse la axa autotrenului, respectiv a semiremorcii.

Cercetarea teoretică se face pentru un autotren cu semiremorcă ce se deplasează pe un drum orizontal, în bună stare. Dispozitivul de tracțiune al semiremorcii se consideră rigid fixat pe autotractor, iar articulația de cuplare propriu-zisă se consideră fără joc și fără frecare.

Suspensia autotrenului se consideră infinit rigidă, astfel că masele roților și punților pot fi adunate la masa autotractorului și respectiv a semiremorcii. Oscilațiile părților suspendate se pot neglija, astfel că centrul de greutate al autotractorului, respectiv al semiremorcii, rămâne fix și întotdeauna pe axa longitudinală a fiecărui element.

Sistemul de direcție se consideră infinit rigid și fără jocuri. Unghiurile roților nu se iau în considerație, astfel că forțele și momentele de redresare care apar la roțile de direcție se neglijează.

Trebuie menționat și faptul că ecuațiile diferențiale ale mișcării laterale, care se stabilesc, respectă numai unghiuri mici astfel că sinusul poate fi înlocuit cu unghiul, iar cosinusul cu 1. Mărimile de calcul care includ pătratul unghiului sau produsul dintre două unghiuri, se neglijează. Ecuațiile stabilite sînt valabile pînă în imediata apropiere a limitei de stabilitate, după care membrii de ordin superior neglijați au o importanță mare.

Trebuie arătat că în ciuda acestor simplificări, ecuațiile diferențiale stabilite descriu fenomenele care au loc cu o precizie suficientă pentru practică, iar rezultatele obținute pe cale teoretică sînt într-o concordanță generală cu rezultatele experimentale.

2. MODELUL MECANIC AL AUTOTRENULUI CU SEMIREMORCĂ

Se consideră combinația formată de un autotractor cu șa și semiremorcă, care se deplasează în curbă pe un drum orizontal, dur și în stare bună. Combinația formată din cele două elemente este tratată ca un sistem dinamic linear, avînd trei grade de libertate și anume: deplasarea de-a lungul axei longitudinale, deplasarea transversală pe axa longitudinală și o rotație în jurul unei axe, verticale.

Cele două elemente ale combinației autotractor-semiremorcă, cît și mișcările lor se influențează reciproc prin forțele din articulație a căror mărime și direcție se recunosc destul de greu, însă prin separarea celor două elemente se poate considera fiecare element cu un autovehicul de sine stătător asupra căreia acționează pe lingă forțele pe anvelope și reacțiunile din articulație. În fig. 1 și 2 se prezintă modelul mecanic considerat, cu notațiile respective ale parametrilor ce intervin în scrierea ecuațiilor diferențiale.

3. ECUAȚIILE DIFERENȚIALE ALE MIȘCĂRII LATERALE A COMBINAȚIEI AUTOTRATOR-SEMIREMORCĂ

Se consideră un sistem de coordonate mobil, avînd axa x paralelă cu axa longitudinală a autotractorului, axa y normală pe această axă, iar axa z perpendiculară pe planul xy și trecînd prin centrul de greutate al autotractorului, respectiv al semiremorcii. Se consideră pozitive,

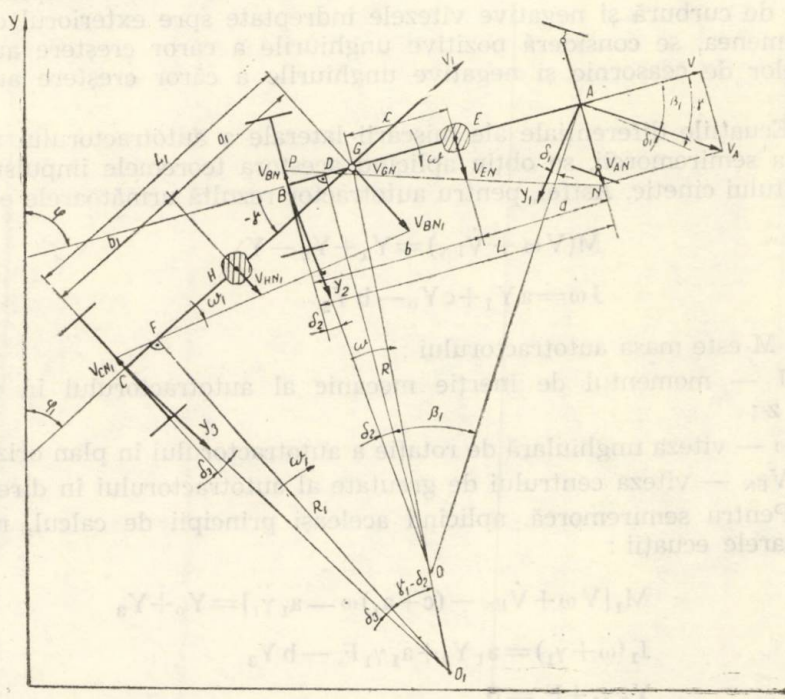


Fig. 1

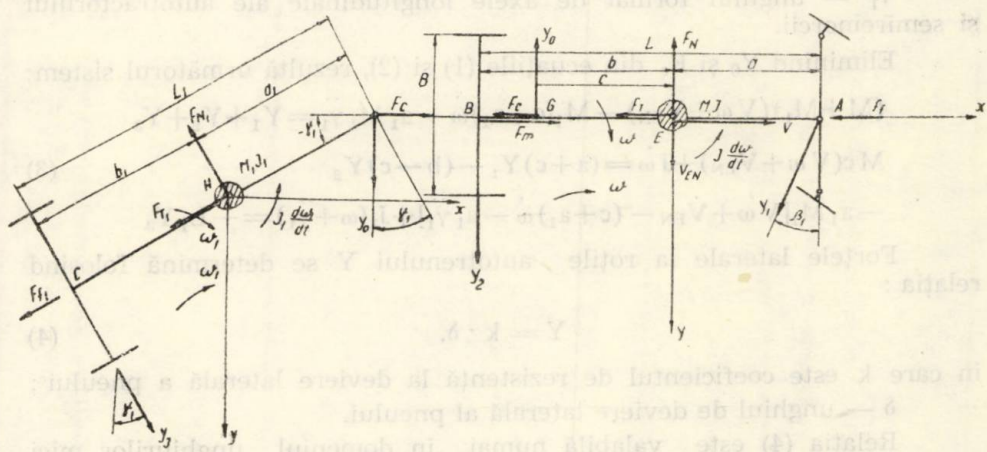


Fig. 2

vitezele normale pe axa autotractorului sau semiremorcii îndreptate spre centrul de curbă și negative vitezele îndreptate spre exteriorul curbei. De asemenea, se consideră pozitive unghiurile a căror creștere au sensul acelor de ceasornic și negative unghiurile a căror creștere au sens invers.

Ecuatiile diferențiale ale mișcării laterale a autotractorului și respectiv a semiremorcii, se obțin aplicând acestora teoremele impulsului și momentului cinetic. Astfel, pentru autotractor rezultă următoarele ecuații:

$$\begin{aligned} M(V\omega + \dot{V}_{EN}) &= Y_1 + Y_2 - Y_0 \\ J\dot{\omega} &= aY_1 + cY_0 - bY_2 \end{aligned} \quad (1)$$

în care M este masa autotractorului;

J — momentul de inerție mecanic al autotractorului în raport cu axa z ;

ω — viteza unghiulară de rotație a autotractorului în plan orizontal;

V_{EN} — viteza centrului de greutate al autotractorului în direcția y .

Pentru semiremorcă, aplicând aceleași principii de calcul, rezultă următoarele ecuații:

$$\begin{aligned} M_1[V\omega + \dot{V}_{EN} - (c+a_1)\omega - a_1\ddot{\gamma}_1] &= Y_0 + Y_3 \\ J_1(\dot{\omega} + \ddot{\gamma}_1) &= a_1Y_0 + a_1\gamma_1F_c - bY_3 \\ Y_3\gamma_1 + F_c &= 0 \end{aligned} \quad (2)$$

în care M_1 — masa semiremorcii;

J_1 — momentul de inerție mecanic al semiremorcii față de o axă z ce trece prin centrul de greutate al acesteia,

γ_1 — unghiul format de axele longitudinale ale autotractorului și semiremorcii.

Eliminând Y_0 și F_c din ecuațiile (1) și (2), rezultă următorul sistem:

$$\begin{aligned} (M+M_1)(V\omega + \dot{V}_{EN}) - M_1(c+a_1)\dot{\omega} - a_1M_1\ddot{\gamma}_1 &= Y_1 + Y_2 + Y_3 \\ M(c(V\omega + \dot{V}_{EN}) + J\dot{\omega}) &= (a+c)Y_1 - (b-c)Y_2 \\ -a_1M_1[V\omega + \dot{V}_{EN} - (c+a_1)\dot{\omega} - a_1\ddot{\gamma}_1] + J_1(\dot{\omega} + \ddot{\gamma}_1) &= -L_1Y_3 \end{aligned} \quad (3)$$

Forțele laterale la roțile autotrenului Y se determină folosind relația:

$$Y = k \cdot \delta. \quad (4)$$

în care k este coeficientul de rezistență la deviere laterală a pneului;

δ — unghiul de deviere laterală al pneului.

Relația (4) este valabilă numai în domeniul unghiurilor mici ($\delta < 6 \dots 8^\circ$), când forța laterală Y variază proporțional cu unghiul de deviere laterală.

Aplicînd relația (4) pentru pneurile autotrenului și ținînd seama de figura 1 rezultă următoarele relații :

$$\begin{aligned} Y_1 &= k_1 \frac{\gamma V - V_{EN} - a \omega}{V} \\ Y_2 &= k_2 \frac{b \omega - V_{EN}}{V} \end{aligned} \quad (5)$$

$$Y_3 = k_3 \frac{\gamma_1 V - V_{EN} + (L_1 + c) \omega + L_1 \dot{\gamma}_1}{V}$$

în care γ este unghiul mediu în bracare al roților de direcție.

Înlocuind în relațiile (3) valorile Y_1 , Y_2 și Y_3 din (5) și aranjînd termenii se obține forma finală a ecuațiilor diferențiale ale mișcării laterale a autotrenului :

$$\begin{aligned} a_{11} \dot{V}_{EN} + a_{12} V_{EN} - a_{13} \dot{\omega} + a_{14} \omega - a_{15} \ddot{\gamma}_1 - a_{16} \dot{\gamma}_1 - a_{18} \gamma &= 0 \\ a_{21} \dot{V}_{EN} + a_{22} V_{EN} + a_{23} \dot{\omega} + a_{24} \omega - a_{25} \gamma &= 0 \\ a_{31} \dot{V}_{EN} + a_{32} V_{EN} - a_{33} \dot{\omega} - a_{34} \omega - a_{35} \ddot{\gamma}_1 - a_{36} \dot{\gamma}_1 - a_{37} \gamma &= 0 \end{aligned} \quad (6)$$

cu următoarele notații :

$$\begin{aligned} a_{11} &= M + M_1; \quad a_{12} = \frac{k_1 + k_2 + k_3}{V}; \quad a_{13} = M_1(a_1 + c); \\ a_{14} &= \frac{1}{V} [(M + M_1)V^2 + a k_1 - b k_2 - k_3(L_1 + c)]; \quad a_{15} = a_1 M_1; \quad a_{16} = \frac{k_3 L_1}{V}; \\ a_{17} &= k_3; \quad a_{18} = k_1; \\ a_{21} &= M c; \quad a_{22} = \frac{1}{V} [a k_1 - b k_2 + c(k_1 + k_2)]; \\ a_{23} &= J; \quad a_{24} = \frac{1}{V} [M c V^2 + a^2 k_1 + b^2 k_2 + c(a k_1 - b k_2)]; \quad a_{25} = k_1(a + c); \\ a_{31} &= a_1 M_1; \quad a_{32} = \frac{k_3 L_1}{V}; \quad a_{33} = J_1 + a_1 M_1(a_1 + c); \\ a_{34} &= \frac{1}{V} [L_1 k_3(L_1 + c) - a_1 M_1 V^2]; \quad a_{35} = J_1 + a_1^2 M_1; \quad a_{36} = \frac{L_1^2 k_3}{V}; \\ a_{37} &= k_3 L_1 \end{aligned} \quad (7)$$

Ecuațiile diferențiale (6) se pot rezolva numai în cazul cînd se adoptă sau se cunoaște legea de variație a unghiului γ în funcție de timp [$\gamma = f(t)$]. În acest caz sistemul de ecuații diferențiale (6) se transformă într-un sistem linear neomogen. Acest sistem reprezintă regimul cel mai general de mișcare, cînd unghiul mediu de bracare γ și raza de

viraj R variază continuu. În cazul particular al deplasării pe cerc, derivatele prime și secunde ale mărimilor ce intră în sistemul (6) sînt nule.

Un alt caz particular îl constituie ieșirea din curbă a autotrenului, din momentul cînd $\gamma = 0$ și pînă în momentul cînd autotrenul a obținut o stabilitate direcțională. În acest caz, sistemul (6) se transformă într-un sistem linear omogen.

În continuare va fi tratat cazul cel mai general de mișcare guvernat de ecuațiile diferențiale (6). Așa cum s-a mai arătat, rezolvarea sistemului (6) presupune adoptarea legii de variație a unghiului mediu de bracare γ în funcție de timp.

După numeroase cercetări experimentale efectuate de Zakin [2], precum și din experiențele efectuate de autor pe autotrenul SR-115 cu semiremorcă de 8 tf, rezultă că pentru o viteză dată, unghiul de bracare γ variază aproximativ linear în funcție de timp.

$$\gamma = p \cdot t. \quad (8)$$

Coeficientul p din relația (8) depinde de geometria drumului, de viteza de deplasare și de calitățile conductorului auto, și este cuprins între 0,01 ... 0,15 [s⁻¹].

O importanță esențială pentru definirea caracterului mișcării la deplasarea autotrenului în curbe cu raze variabile, o are nu valoarea absolută p , ci raportul :

$$\frac{\gamma}{t \cdot V} = \frac{\gamma}{s} = C_R \text{ [rad/m]} \quad (9)$$

numit coeficient de regim al virajului.

Experiențele au arătat că, cu cît viteza de deplasare este mai mare cu atît coeficientul C_R este mai mic și are valori cuprinse în limitele 0,005 ... 0,01 [rad/m].

Din relațiile (10) și (11) rezultă :

$$\gamma = p \cdot t = C_R \cdot V \cdot t = (0,005 \dots 0,01) \cdot V \cdot t. \quad (10)$$

Deci $p = (0,005 \dots 0,01) \cdot V.$

Relația (10) poate fi folosită pentru rezolvarea sistemului de ecuații diferențiale (6). Rezolvarea acestui sistem prin metode obișnuite este aproape imposibilă din cauza volumului foarte mare de calcule matematice. O rezolvare relativ rapidă a sistemelor de ecuații diferențiale este posibilă în prezent pe mașini de calcul analogice sau numerice.

Pentru rezolvarea sistemului de ecuații diferențiale (6) pe mașina de calcul analogică, este necesar ca acesta să fie transformat într-un sistem de forma următoare :

$$\begin{aligned} \dot{V}_{EN} &= f_1(\gamma_1, \gamma_1, V_{EN}, \gamma) \\ \dot{\omega} &= f_2(\gamma_1, \gamma_1, V_{EN}, \gamma) \\ \dot{\gamma}_1 &= f_3(\gamma_1, \gamma_1, V_{EN}, \gamma) \end{aligned} \quad (11)$$

Sistemul (11) permite efectuarea unui program-mașină, după care se execută montajul mașinii de calcul analogice.

Pentru a aduce sistemul (6) în forma (11) se folosește metoda Kramer, obținându-se :

$$\begin{aligned}\dot{V}_{EN} &= -A_{11}\dot{\gamma}_1 - A_{12}\gamma_1 - A_{13}V_{EN} - A_{14}\omega + pA_{15}t \\ \dot{\omega} &= B_{11}\dot{\gamma}_1 + B_{12}\gamma_1 - B_{13}V_{EN} - B_{14}\omega + pB_{15}t \\ \ddot{\gamma}_1 &= -C_{11}\dot{\gamma}_1 - C_{12}\gamma_1 + C_{13}V_{EN} + C_{14}\omega - pC_{15}t\end{aligned}\quad (12)$$

Coeficienții A_{ij} , B_{ij} și C_{ij} din sistemul (12) se calculează în funcție de coeficienții a_{ij} , care la rândul lor se calculează cu relațiile (7).

Schema-program a sistemului de ecuații diferențiale (12) este arătată în fig. 3, iar rezolvarea lui s-a făcut pe mașina de calcul analogică SOLARTRON Sc-30 a Institutului de Proiectări pentru Automatizare (I.P.A.) pentru $p = 0,065$, încărcarea maximă de 8 tf și vitezele de 10, 20, 30, 40, 50, 60 și 70 km/h. Aceste valori se referă la autotrenul SR-115 cu semiremorcă de 8 tf.

În figura 4 este arătată variația vitezelor unghiulare a autotractorului ω și a semiremorcii ω_1 , în funcție de timp, pentru încărcarea maximă de 8 tf și viteza de deplasare de 70 km/h. Din figură rezultă că viteza unghiulară a autotractorului ω variază la început exponențial în funcție de timp, iar în continuare aproximativ linear. Viteza unghiulară a semiremorcii, ω_1 , variază aproximativ în același mod, cu deosebirea că intră în viraj cu cca. 0,3 secunde mai târziu decât autotractorul. Această întârziere la intrarea în viraj a semiremorcii, față de autotractor, este funcție de viteza de deplasare, de parametrii constructivi ai semiremorcii și autotractorului și de coeficienții de rezistență la devierea laterală a pneurilor.

În fig. 5 este arătată variația unghiului mediu de bracare γ și a unghiului format de axele longitudinale ale autotractorului și semiremorcii γ_1 , în funcție de timp, pentru aceleași valori ale vitezei și încărcăturii autotrenului. Pentru o variație lineară a unghiului γ , unghiul γ_1 , are o variație exponențială suprapusă cu o variație lineară.

În fig. 6 este arătată variația vitezei unghiulare relative dintre autotractor și semiremorcă $\dot{\gamma}_1 = \dot{\omega} - \dot{\omega}_1$. Din această figură rezultă că pentru viteze mai mari de 30 km/h, $\dot{\gamma}_1$, are o variație oscilatorie amortizată. Amplitudinea oscilației și tipul de amortizare sînt cu atît mai mari cu cît viteza de deplasare este mai mare.

Concluziile teoretice ce rezultă din analiza diagramelor obținute pe calculatorul analogic, sînt într-o concordanță generală cu datele obținute de autor pe cale experimentală pe autotrenul menționat.

Felul variației parametrilor analizați mai sus influențează manevrabilitatea și stabilitatea autotrenurilor la deplasarea în curbă. Cercetînd cu atenție influența diferiților factori asupra calităților de manevrabilitate și stabilitate se pot stabili valori optime pentru parametrii constructivi și de exploatare în așa fel încît aceste calități să fie cît mai ridicate.

Zusammenfassung

In der Arbeit werden die Differenzialgleichungen für die seitliche Bewegung des Sattelzuges während der Kurvenfahrt dargestellt. Auf Grund dieser Gleichungen können die Stabilitäts- und Lenkeigenschaften des Sattelzuges untersucht werden. Um optimale Ergebnisse erzielen zu können, werden die Bau- und Einsatzparameter untersucht.

Bibliografie

1. JINDRA, F.: „Off-Tracking of Tractor-Trailer Combinations“, Automobile Engineer, Martie 1963.
 2. ZAKIN, IA., H.: *Prikladnaia teoria dvizhenia avtopoezda*“, izd. Transport, Moskva 1967.
-

15 ianuarie 1970.

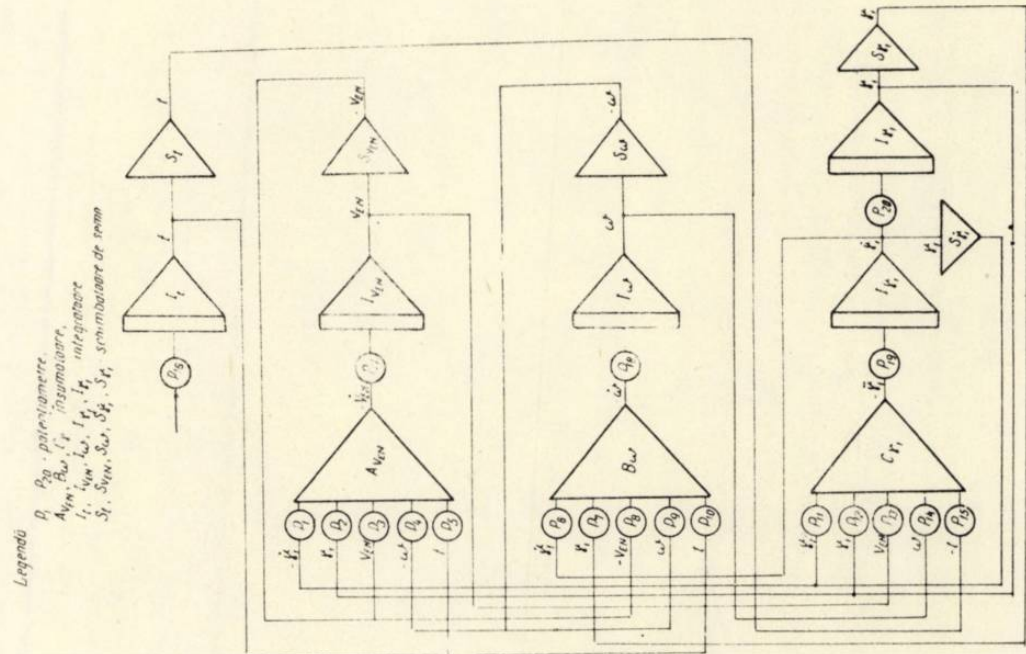


Fig. 3

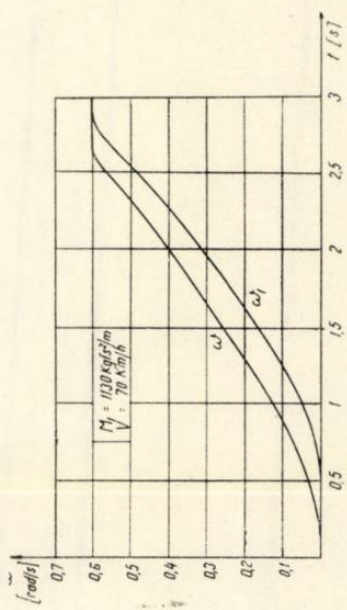


Fig. 4. — Variația vitezelor unghiulare ω și ω_1 .

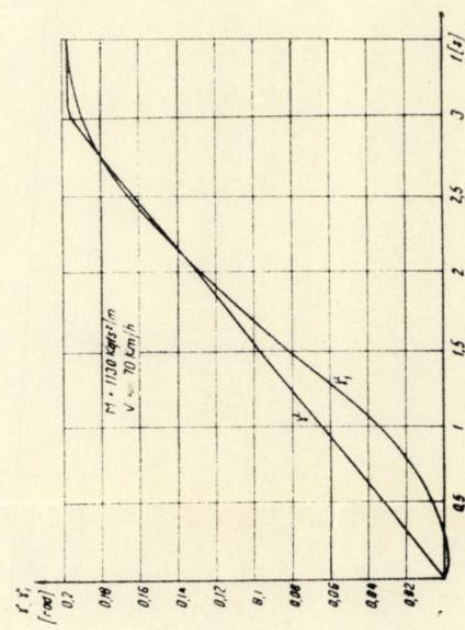


Fig. 5. — Variația unghiurilor γ și γ_1 .

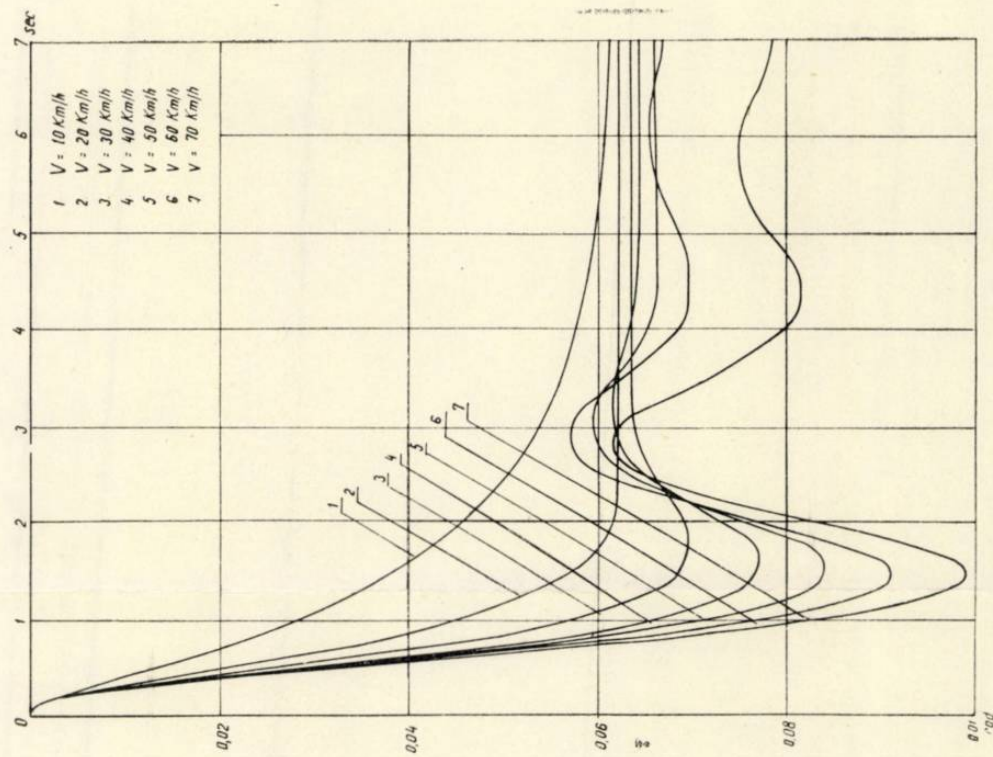


Fig. 6. — Variația vitezei unghiulare relative γ_1 .

ASUPRA STABILITĂȚII MICILOR OSCILAȚII ALE MASEI SUSPENDATE A AUTOMOBILELOR

GH. DELIU

Lucrarea de față, o continuare a lucrărilor [1] și [2], se ocupă de stabilitatea micilor mișcări transversale ale caroseriei automobilelor. Modelul matematic adoptat este o particularizare a celui descris în [2], cu referire numai la mișcările din planul transversal.

I. ECUAȚIILE DE MIȘCARE

Ecuatiile de mișcare vor fi :

— suma proiecțiilor forțelor pe direcție transversală

$$a) M[(\ddot{\alpha} + \ddot{\psi}) + \alpha \ddot{V}] + M_s e \ddot{\varphi} = Y_\alpha \alpha + Y_\psi \ddot{\psi} + Y_\varphi \varphi$$

— suma momentelor față de axa verticală

$$b) I_z \ddot{\psi} - M_s e \ddot{V} \varphi = N_\alpha \alpha + N_\psi \ddot{\psi} + N_\varphi \varphi$$

— suma momentelor față de axa de ruli

$$c) J_x \ddot{\varphi} + M_s e [(\ddot{\alpha} + \ddot{\psi}) V + \alpha \ddot{V}] = L_\varphi \varphi + L_\psi \ddot{\psi}$$

(1)

În aceste ecuații, derivatele stabilității, (3), au următoarele expresii:

$$Y_\alpha = -(D_1 + D_2)$$

$$Y_\psi = \frac{1}{v} (D_2 b - D_1 a)$$

$$Y_\varphi = \Gamma_1 \varepsilon_1 + D_2 \varepsilon_2$$

$$N_\alpha = (D_2 b - D_1 a) + n_1 + n_2$$

$$N\dot{\psi} = \frac{1}{V} [-(D_1 a^2 + D_2 b^2) + n_1 a - n_2 b]$$

$$N\varphi = (D_1 a \varepsilon_1 - D_2 b \varepsilon_2) - (n_1 \varepsilon_1 + n_2 \varepsilon_2)$$

$$L\varphi = M_s g e - (c_1 + c_2)$$

$$L\ddot{\varphi} = -(\beta_1 + \beta_2)$$

Cu notațiile

$$\alpha = x_1; \quad \dot{\psi} = x_2; \quad \varphi = x_3; \quad \dot{\varphi} = x_4$$

și transcris matricial sistemul (1) devine :

$$\begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} p_{11} & p_{12} & p_{13} & p_{14} \\ p_{21} & p_{22} & p_{23} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ p_{41} & p_{42} & p_{43} & p_{44} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{pmatrix} \quad (2)$$

în care p_{sr} sînt coeficienți variabili în timp, funcții de viteza automobilului și avînd accelerația longitudinală a acestuia, $\ddot{V}$, ca parametru.

II. STABILITATEA MIȘCĂRII DE BAZĂ NESTAȚIONARE

Prin mișcare de bază, [4], se înțelege mișcarea virtuală corespunzătoare programului de mers — în întregime sau numai unei părți a lui — avînd loc în anumite condiții de referință date. Mișcarea reală, în care coordonatele generalizate diferă de cele ale mișcării de bază tocmai cu valoarea perturbațiilor, se va numi mișcare perturbată.

Pentru fiecare valoare a variabilei independente t , ecuația

$$\Delta(t) = |p_{sr} - \delta_{sr} \lambda| = 0 \quad (3)$$

determină 4 rădăcini $\lambda_1, \dots, \lambda_4$, variabile în timp. Dacă părțile reale ale tuturor acestor rădăcini sînt negative, atunci forma pătratică

$$W = a_{sr} x_s x_r \quad (a_{sr} = a_{rs}) \quad (4)$$

cu coeficienți mărginiți a_{rs} , funcții de timp, va fi negativ definită conform [5], pag. 175. În acest caz mișcarea de bază va fi stabilă.

Ecuația (3) se mai poate scrie

$$A_0 \lambda^4 + A_1 \lambda^3 + A_2 \lambda^2 + A_3 \lambda + A_4 = 0 \quad (5)$$

Condițiile necesare și suficiente pentru ca rădăcinile acestei ecuații să aibă părți reale negative sînt cunoscute sub numele de criteriile Routh-Hurwitz. Ele sînt următoarele :

$$\left. \begin{aligned} A_0 > 0; \quad A_1 > 0; \quad A_1 A_2 - A_3 A_0 > 0 \\ A_3(A_1 A_2 - A_0 A_3) - A_1^2 A_4 > 0; \quad A_4 > 0 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

conform [4], pag. 170.

III. APLICAȚIE NUMERICĂ

Calculul s-a făcut pentru un automobil ale cărui date numerice, conform [6], pag. 78, sînt următoarele:

Tabelul 1

l	3,05 m	M _s	157 Kgf.s ² /m	C ₁	3170 Kgf.m/rad	n ₂	272 Kgf.m/rad
a	1,37 m	I _x	83 Kgf.s ² /m	C ₂	910 Kgf.m/rad	β ₁	175 Kgf.s.m
b	1,68 m	I _z	344 Kgf.s ² /m	ε ₁	0,071	β ₂	175 Kgf.s.m
e	0,45 m	D ₁	9640 Kgf./rad	ε ₂	-0,034		
M	185 kgf.s ² /m	D ₂	9230 Kgf./rad	n ₁	332 Kgf.m/rad		

III. 1. Coeficienții p_{sr}

Expresiile coeficienților p_{sr} din ecuația (2) sînt date în tabelul 2.

Tabelul 2

$p_{11} = -\frac{1}{V} (\ddot{V} + 150)$	$p_{12} = \frac{18,16}{V^2} - 1$	$p_{13} = \frac{25,9}{V}$	$p_{14} = \frac{4,67}{V}$
$p_{21} = -8,45$	$p_{22} = -\frac{128}{V}$	$p_{23} = 4,7 + 0,242 \ddot{V}$	$p_{24} = 0$
$p_{31} = 0$	$p_{32} = 0$	$p_{33} = 0$	$p_{34} = 1$
$p_{41} = 125$	$p_{42} = -\frac{15,15}{V}$	$p_{43} = -62,8$	$p_{44} = -6,1$

Verificarea stabilității sistemului s-a făcut la 8 valori ale vitezei vehiculului, pentru accelerație longitudinală nulă — deoarece, după cum

ușor se vede, aceasta din urmă schimbă prea puțin valorile coeficienților p_{sr} . Valorile coeficienților variabili p_{sr} la cele 8 regimuri sînt date în tabelul 3.

Tabelul 3

V m/s	3,29	11,75	20	26	32,6	34,1	39,00	43,6
p_{11}	-45,6	-12,76	-7,5	-5,77	-4,6	-4,4	-3,85	-3,44
p_{12}	0,682	-0,8684	-0,9546	-0,9732	-0,9826	-0,9844	-0,98806	-0,99044
p_{13}	7,875	2,205	1,295	0,996	0,796	0,76	0,665	0,594
p_{14}	1,42	0,398	0,2335	0,1795	0,1433	0,137	0,1198	0,1072
p_{22}	-38,9	-10,9	-6,4	-4,925	-3,93	-3,76	-3,28	-2,94
p_{42}	-4,61	-1,29	-0,757	-0,582	-0,465	-0,444	-0,388	-0,347

III. 2. Coeficienții ecuației caracteristice (5)

Coeficienții $A_0, \dots, A_4$, au următoarele expresii :

$$A_0 = 1$$

$$A_1 = -(p_{11} + p_{22} + p_{44})$$

$$A_2 = p_{11}p_{22} - p_{43} - p_{12}p_{21} - p_{14}p_{41}$$

$$A_3 = p_{44}(p_{12}p_{21} - p_{11}p_{22}) + p_{43}(p_{11} + p_{22}) - p_{23}p_{42} + p_{14}(p_{41}p_{22} - p_{21}p_{42}) - p_{41}p_{13}$$

$$A_4 = p_{43}(p_{12}p_{21} - p_{11}p_{22}) + p_{23}(p_{42}p_{11} - p_{12}p_{41}) + p_{13}(p_{41}p_{22} - p_{21}p_{42}).$$

Valorile acestor coeficienți, la cele 8 regimuri, sînt date în tabelul 4.

Tabelul 4

A_1	90,6	29,76	20	16,795	14,63	14,26	13,23	12,48
A_2	1763	144,8	73,57	60,55	54,65	53,92	52,09	51,15
A_3	8141	1474	768	560	425	402,3	340,55	296,67
A_4	62.934	5789	2002	1185	754	692	527	424

III. 3. Verificarea criteriilor Routh-Hurwitz

După cum ușor se vede, condițiile $A_0 > 0$, $A_1 > 0$, $A_1A_2 - A_3A_0 > 0$ și $A_4 > 0$ sînt verificate la orice regim. Ultima dintre ele, $A_4 > 0$, ne asigură că nu avem instabilitate spirală.

Condiția

$$S = A_3(A_1A_2 - A_3A_0) - A_1^2A_4 > 0$$

se verifică numai pentru anumite viteze, după cum se vede din tabelul 5.

Tabelul 5

S	$7,7 \cdot 10^3$	$-9,3 \cdot 10^5$	$-2,6 \cdot 10^6$	$-7,7 \cdot 10^4$	0	$7,5 \cdot 10^3$	$2,56 \cdot 10^4$	$3,56 \cdot 10^4$
---	------------------	-------------------	-------------------	-------------------	---	------------------	-------------------	-------------------

IV. INTERPRETAREA REZULTATELOR

Faptul că expresia S devine negativă pe un anumit interval al vitezei se poate explica prin apropierea pulsațiilor libere decuplate de ruliu și de șerpuire. Astfel, pulsația ruliului decuplat se poate obține din ecuația (1,c), punând aici $e = 0$. Vom avea atunci :

$$\ddot{\varphi} + \frac{\beta_1 + \beta_2}{J_x} \dot{\varphi} + \frac{c_1 + c_2 - M_s g e}{J_x} \varphi = 0 \quad (7)$$

Pulsația proprie va fi :

$$\omega_{\varphi}^2 = 40,8 \text{ s}^{-2} \quad (8)$$

iar pulsația oscilațiilor libere

$$q_{\varphi}^2 = 23 \text{ s}^{-2} \quad (9)$$

Pulsația proprie de șerpuire este, conform [3], pag. 245 :

$$\omega_{\psi}^2 = \frac{D_1 D_2 l^2}{M J_z V^2} - \frac{D_1 a - D_2 b}{J_z} \quad (10)$$

Calculul ne dă valorile din tabelul 6, la diferite viteze.

Tabelul 6

ω_{ψ}^2	1210	101	39,2	25,95	18,97	17,9	15,25	13,54
-------------------	------	-----	------	-------	-------	------	-------	-------

Comparînd valorile celor două pulsații, interpretarea de mai sus este justificată.

În concluzie vehiculul este stabil la viteze mici și foarte mari, și prezintă o instabilitate oscilatorie la viteze medii.

Lucrarea va fi continuată, variînd caracteristicile elastice și de amortizare ale sistemului, dar datorită volumului mare de calcul acesta va trebui programat pentru un calculator.

NOTAȚII

- a, b — Distanțele centrului de masă la axa față și spate.
 c_1, c_2 — Rigiditățile de ruli, în față și în spate.
 D_1, D_2 — Rigiditățile de derivă, în față și în spate.
 e — Înălțimea centrului masei suspendate față de axa de ruli.
 J_z — Momentul de inerție al întregului vehicul față de axa verticală centrală
 J_x — Momentul de inerție al masei suspendate față de axa de ruli.
 M — Masa totală a vehiculului.
 M_s — Masa suspendată.
 n_1, n_2 — Rapoarte ale cuplurilor de autoalinieri la unghiul de derivă în față și spate.
 V — Viteza longitudinală.
 α — Unghiul de derivă al centrului de masă.
 β_1, β_2 — Factori de amortizare în ruli, față și spate.
 δ_{sr} — Simbolul lui Kröneckner.
 $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ — Rapoarte ale unghiurilor de brecaj induse de către ruli, la unghiul de ruli.
 φ — Unghiul de ruli.
 ψ — Viteza unghiulară de viraj.

R é s u m é

En utilisant un modèle mathématique à trois degrés de liberté — roulis, lacet, dérive — on étudie la stabilité des petits mouvements transversales de la masse suspendue des automobiles en régime transitoire. On établit l'influence de la vitesse et de l'accélération longitudinale sur la stabilité, de même que l'influence du couplage roulis-lacet.

Bibliografie

1. DELIU GH.: „Sur la cinématique de la masse suspendue des automobiles“ Bul. Inst. polit. Iași, 1968. XIV (XVIII) 1—2, pag. 438—442.
2. DELIU GH.: „Asupra dinamicii masei suspendate a automobilelor“. Bul. Inst. polit. Brașov, Seria A, 1969, 11.
3. LEYGUE FR.: „Contribution à l'étude de la stabilité des véhicules routiers“. Journal de la SIA, Mai 1966, p. 239—252.
4. HACKER T.: „Stabilitate și comandă în teoria zborului“. Ed. Acad. R.S.R. 1968.
5. CETAEV N. G.: „Ustoicivosti dvijenia“, Gos. Izd. Tehn. — Teor. Lit., Moskva, 1955.
6. HUGO S. RADT AND HANS B. PACEJKA: „Analysis of the Steady-state turning Behaviour of an Automobile“ Proceedings of the Symposium on Control of Vehicles during Braking and Cornering, IME, June 1963, London, p. 66—78.

25.I.1970.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ АНАЛИТИЧЕСКОГО КРИВОЙ БУКСОВАНИЯ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

СТЕЛИАН НЭСТЭСОЮ

В многочисленных работах, среди которых [1, 3, 5, 6], приводятся выражения для аналитического определения буксования колесных тракторов в зависимости от разных факторов. Почти во всех работах, занимающихся этим вопросом, уравнения буксования представлены в зависимости от величин, учитывающих характеристики почвы, от размеров колес и их зацепов, а также от сцепного веса. Большинство приводимых выражений не применяются в практике, так как не приводятся величины для коэффициентов входящих в их состав.

Нахождение аргумента для выражения буксования — трудная задача, потому что вопрос взаимодействия ходовой системы трактора с почвой является очень сложным. Исследования в этой области осложняются и тем, что в настоящее время, как теория эластичности, так и теория пластичности не дали удовлетворительных результатов в изучении механических свойств почвы. Поэтому, в настоящее время главное значение в изучении буксования имеют экспериментальные исследования.

Величина, характеризующая более полно буксование колес трактора, является коэффициент использования сцепного веса, который определяется отношением между касательной силой тяги ведущего колеса T (или ведущего моста) и его вертикальной реакцией Y :

$$\mu = \frac{T}{Y}$$

В зависимости от условия работы коэффициент μ может варьировать в пределах от нуля при $T=0$ до максимального значения $\mu_{\max}=\varphi$ при полном буксовании колес ($\delta=1$). Таким образом, в определении этого коэффициента входит такая касательная сила при нулевом значении которой буксование также нулевое.

В труде [2], проводя синтез некоторых теоретических и экспериментальных работ, предлагается что для аналитического определения буксования трактора пойти от предпосылки, что все кривые буксования имеют два определенных участка. В интервале $0 \leq \mu \leq 0,5\varphi$ функция $\delta = f(\mu)$ является прямой, а в интервале $0,5\varphi \leq \mu \leq \varphi$ функция имеет резкий гиперболический характер.

В этой работе применяется также вышеуказанная предпосылка, так как она соответствует всем кривым буксования, полученным экспериментальным путем.

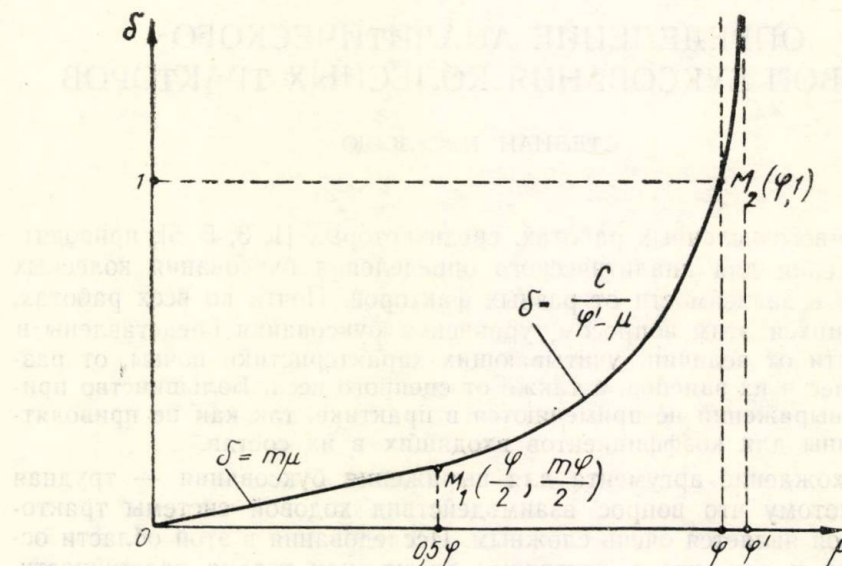


Рис. 1 — Зависимость буксования δ от коэффициента использования сцепного веса μ .

Для изучения этого вопроса употребляется рис. 1. В области $0 \leq \mu \leq 0,5\varphi$ буксование возрастет с увеличением коэффициента μ по закону прямой, имея следующее уравнение:

$$\delta = m\mu, \quad (2)$$

где m — угловой коэффициент прямой.

В интервале $0,5\varphi \leq \mu \leq \varphi$ функция $\delta = f(\mu)$ является гиперболой, уравнение которой имеет следующий вид:

$$\delta(\varphi' - \mu) = C,$$

где C — постоянная величина;

φ' — точка абсциссы в которой функция $\delta = f(\mu)$ растет асимптотически (значение очень близко к φ)

Постоянная C определяется, учитывая условие, что гипербола должна пройти через точку M_1 :

$$\frac{m\varphi}{2} \left(\varphi' - \frac{\varphi}{2} \right) = C,$$

следовательно,

$$\delta = \frac{m\varphi}{4} \cdot \frac{2\varphi' - \varphi}{\varphi' - \mu} \quad (3)$$

С достаточной точностью для практики можно получить единую функцию $\delta = f(\mu)$ для всего интервала изменения коэффициента μ . Эта функция имеет следующий вид:

$$\delta = \frac{m}{4} \cdot \frac{\alpha\mu + \mu^2}{\varphi' - \mu} \quad (4)$$

Для определения коэффициентов $\alpha = \beta$ нужны два уравнения. Первое уравнение получается, учитывая условие что функция (4) должна быть проверена координатами точки M_1 , откуда вытекает равенство:

$$\frac{m\varphi}{2} = \frac{m}{4} \cdot \frac{\alpha \frac{\varphi}{2} + \beta \frac{\varphi^2}{4}}{\varphi' - \frac{\varphi}{2}}$$

откуда

$$2\alpha + \varphi\beta = 4(2\varphi' - \varphi). \quad (5)$$

Второе уравнение пишется, имея в виду что в точке абсциссы $\mu = \varphi$ числители функций (3) и (4) должны быть равными, то есть

$$m\varphi(2\varphi' - \varphi) = m(\alpha\varphi + \beta\varphi^2),$$

откуда

$$\alpha + \varphi\beta = 2\varphi' - \varphi. \quad (6)$$

Решая систему, образованную уравнениями (5) и (6), относительно коэффициентов α и β , получаем:

$$\alpha = 3(2\varphi' - \varphi); \quad \beta = -\frac{2(2\varphi' - \varphi)}{\varphi} \quad (7)$$

Следовательно, общее уравнение (4) кривой буксования будет:

$$\delta = \frac{m}{4} \cdot \frac{3(2\varphi' - \varphi)\mu - \frac{2(2\varphi' - \varphi)}{\varphi}\mu^2}{\varphi' - \mu} \mu^2. \quad (8)$$

Имея в виду что разность между коэффициентами φ и φ' не превышает, обычно, 2...4% (см. приложенную таблицу) можно написать что $\varphi' \approx \varphi$ а выражения (7) для коэффициентов α и β становятся:

$$\alpha = 3\varphi \text{ и } \beta = -2$$

Таким образом, для определения буксования получается более простое выражение:

$$\delta = \frac{m}{4} \cdot \frac{3\varphi\mu - 2\mu^2}{\varphi' - \mu} \quad (9)$$

Величина коэффициента φ' устанавливается, учитывая условие что функция (9) должна быть проверена координатами точки M_2 (рис. 1):

$$1 = \frac{m}{4} \cdot \frac{3\varphi^2 - 2\varphi^2}{\varphi' - \varphi},$$

откуда

$$\varphi' = \frac{m\varphi^2 + 4\varphi}{4}$$

Общее выражение буксования (9) можно написать и под следующей формой:

$$\delta = \frac{A\mu - A\mu^2}{C - \mu}, \quad (10)$$

в которой:

$$A = \frac{3m\varphi}{4}; \quad B = \frac{m}{2}; \quad C = \varphi' = \varphi + \frac{m\varphi^2}{4} \quad (11)$$

В заключение, для аналитического выражения буксования достаточно знать коэффициент m прямой, выражающей изменение буксования в интервале $0 \leq \mu \leq \frac{\varphi}{2}$ (рис. 1):

$$m = \frac{\delta}{\mu}$$

и коэффициент сцепления φ , то есть коэффициент μ , соответствующий полному буксованию. Обе величины можно легко получать экспериментальным путем. Этим и заключаются преимущества этого метода.

Функция $\delta = f(\mu)$ резко подчеркивает возможности обобщения кривых буксования. Коэффициент использования сцепного веса (для которого применяются и другие названия) выражает отношение между касательной силой тяги T и вертикальной реакцией почвы u , следовательно отношение двух факторов, влияющих в большой степени на характеристику деформации почвы и колес.

В то же время следует отметить, что величина δ не зависит только от коэффициента μ , но и от других факторов, как например, от значения удельного давления, от размеров колес, от их жесткости и т. д. Коэффициент использования сцепного веса является главным фактором, в то время как остальные факторы являются второстепенными.

Коэффициент μ является безразмерной величиной и поэтому зависимость буксования δ от этого коэффициента, установленная для определенного трактора, можно применить и для других тракторов с другими весами и конструктивными параметрами, но с близкими ходовыми системами и при одинаковых эксплуатационных условиях.

Зная буксование, можно определить из выражении (10) коэффициент использования сцепного веса μ :

$$\mu = \frac{T}{Y} = \frac{A + \delta \pm \sqrt{(A + \delta)^2 - 4BC\delta}}{2B}$$

Анализируя последнее выражение придём к выводу, что оно имеет смысл только со знаком минус перед радикалом. Следовательно, определенному буксованию δ соответствует следующая величина коэффициента μ :

$$\mu = \frac{T}{Y} = \frac{A + \delta - \sqrt{(A + \delta)^2 - 4BC\delta}}{2B}, \quad (12)$$

в которой коэффициенты A, B, C определяются выражениями (11).

Функция $\delta = f_1(\mu)$ или $\mu = f_2(\delta)$ представляет большое теоретическое и практическое значение, так как позволяет решение многих проблем из динамики и тягового расчёта тракторов.

При помощи таблицы приводятся аналитические выражения кривой буксования и коэффициента использования сцепного веса для колес трактора У-651 (14,00—38 и 7,50—20) для трёх видов дорог: бетон, стерня и поле, подготовленное к посеву, полученные вышеуказанным методом [4]. Кривые буксования, приводимые в рис. 2 и 3 совпадают с кривыми, полученными экспериментальным путём. Исследования были проведены автором в Бухарестском исследовательском институте по механизации сельского хозяйства.

Аналитические выражения кривых буксования похожие с теми, которые даются в работе [2], но значения коэффициентов разные. В то же время следует отметить, что применение так называемых „стандартных кривых буксования“, приводимые в вышеуказанной работе, сопровождается большими погрешностями, так как эти кривые не учитывают влияния размеров колес и разных особенностей почвы, по которой испытывается или эксплуатируется трактор (влажность, плотность и т. д.). С другой стороны, метод определения аналитических выражений кривых буксования в зависимости от разных коэффициентов, учитывающих размеры колес, жёсткость этих и почвы, удельное давление на почву и т. д., является трудным и менее точным. Значения коэффициентов m и ϕ установленные экспериментальным путём, охватывают влияние всех вышеуказанных факторов, а их определение особенно простое.

Аналитические выражения кривых буксования и коэффициентов использования
цепного веса

Тип пути	Размер шины	Коэффициенты					Аналитическое выражение буксования δ	Аналитическое выражение коэффициента сцепного веса μ
		Эксперимен- тальные		Аналитические				
		m	φ	A	B	$C=\varphi'$		
Бетан	14,00—38	0,11	1,0	0,083	0,055	1,028	$\frac{0,083 \mu - 0,055 \mu^2}{1,028 - \mu}$	$\frac{0,083 + \delta - \sqrt{(0,083 + \delta)^2 - 0,226 \delta}}{0,11}$
	7,50—20	0,10	0,85	0,064	0,05	0,868	$\frac{0,064 \mu - 0,05 \mu^2}{0,868 - \mu}$	$\frac{0,064 + \delta - \sqrt{(0,064 + \delta)^2 - 0,174 \delta}}{0,10}$
Стерня	14,00—38	0,18	0,85	0,115	0,09	0,883	$\frac{0,115 \mu - 0,09 \mu^2}{0,883 - \mu}$	$\frac{0,115 + \delta - \sqrt{(0,115 + \delta)^2 - 0,318 \delta}}{0,18}$
	7,00—20	0,21	0,8	0,126	0,105	0,834	$\frac{0,126 \mu - 0,105 \mu^2}{0,834 - \mu}$	$\frac{0,126 + \delta - \sqrt{(0,126 + \delta)^2 - 0,350 \delta}}{0,21}$
Поле, подгото- вленное к посеву	14,00—38	0,26	0,75	0,147	0,13	0,787	$\frac{0,147 \mu - 0,13 \mu^2}{0,787 - \mu}$	$\frac{0,147 + \delta - \sqrt{(0,147 + \delta)^2 - 0,409 \delta}}{0,26}$
	7,50—20	0,30	0,65	0,147	0,15	0,682	$\frac{0,147 \mu - 0,15 \mu^2}{0,682 - \mu}$	$\frac{0,147 + \delta - \sqrt{(0,147 + \delta)^2 - 0,409 \delta}}{0,30}$

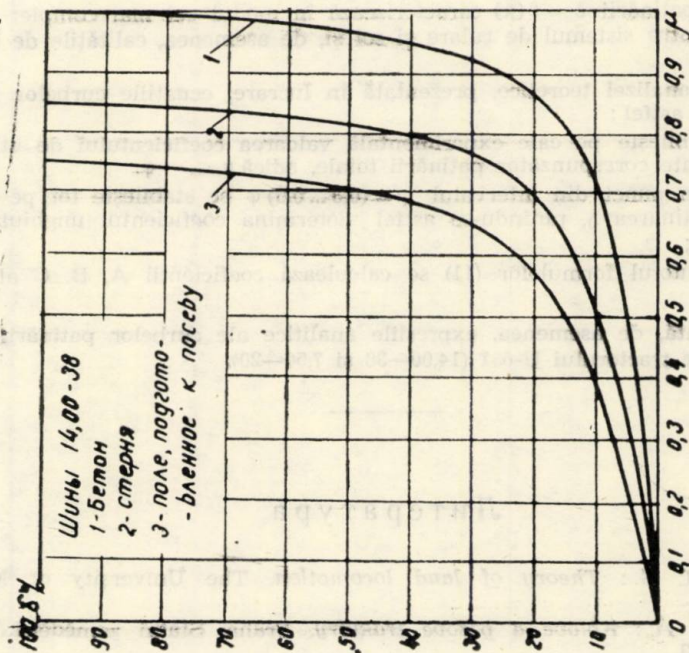


Рис. 2 — Зависимость буксования от коэффициента использования снежного веса для шин 14,00—38.

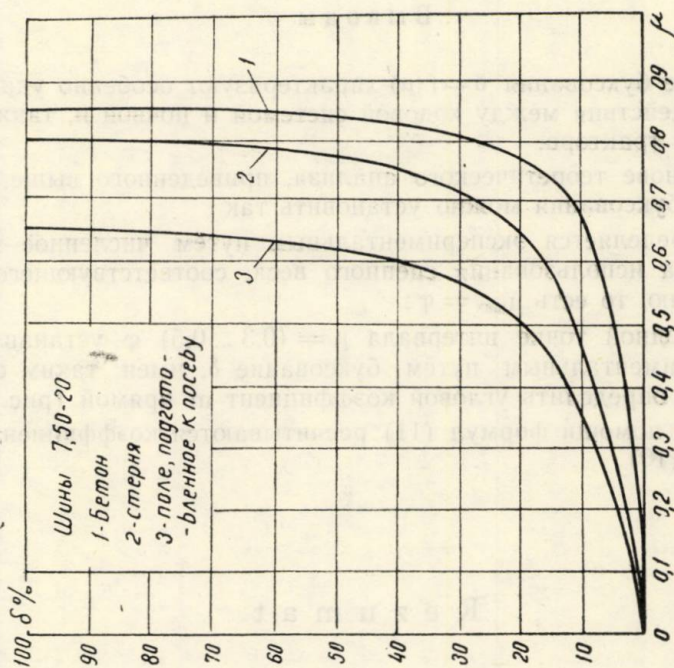


Рис. 3 — Зависимость буксования от коэффициента использования снежного веса для шин 7,50—20.

Выводы

Кривые буксования $\delta = f(\mu)$ характеризуют особенно удачно процесс взаимодействия между ходовой системой и почвой и, также, сцепные свойства трактора.

На основе теоретического анализа, приведенного выше, уравнения кривых буксования можно установить так:

— определяется экспериментальным путём численное значение коэффициента использования сцепного веса, соответствующего полному буксованию, то есть $\mu_{\max} = \varphi$;

— в одной точке интервала $\mu = (0,3 \dots 0,5) \varphi$ устанавливается тоже экспериментальным путём буксование δ , имея, таким образом, возможность определить угловой коэффициент m прямой (рис. 1);

— при помощи формул (11) рассчитываются коэффициенты A , B , C формулы (10).

R e z u m a t

În lucrare se prezintă metodică determinării expresiei analitice a curbei patinării în funcție de coeficientul utilizării greutateii aderente.

Curbele patinării $\delta = f(\mu)$ caracterizează în modul cel mai complet procesul interacțiunii dintre sistemul de rulare și sol și, de asemenea, calitățile de aderență ale tractorului.

În baza analizei teoretice, prezentată în lucrare, ecuațiile curbelor patinării pot fi stabilite astfel:

— se stabilește pe cale experimentală valoarea coeficientului de utilizare a greutateii aderente corespunzător patinării totale, adică $\mu_{\max} = \varphi$.

— într-un punct din intervalul $\mu = (0,3 \dots 0,5) \varphi$ se stabilește tot pe cale experimentală patinarea δ , putându-se astfel determina coeficientul unghiular m al dreptei (fig. 1);

— cu ajutorul formulelor (11) se calculează coeficienții A , B , C al formulei (10).

Se prezintă, de asemenea, expresiile analitice ale curbelor patinării, deduse pentru pneurile tractorului U-651 (14,00—38 și 7,50—20).

Литература

1. BEKKER, M. G.: *Theory of land locomotion*. The University of Michigan Press, 1956.
2. GREČENKO, A.: *Kolové a pásové traktory*. Praha, Státní zemědělské nakladatelství, 1963.

3. ЛЪВОВ, Е. Д. : *Теория трактора*. Машгиз, 1963.
 4. NĂSTĂSOIU, S. : *Influența schernei constructive a acționării punții din față asupra calităților de tracțiune ale tractoarelor cu patru roți motoare*. Teză de doctorat, Institutul politehnic Brașov, 1969.
 5. ПАРФЕНОВ, А. П. : *А номинальном тяговом усилии с.-х. трактора*. „Тракторы и сельскохозяйственные машины“, 1968, No. 2.
 6. SANDRU, A. : *Contribuții la determinarea forței de aderență a pneurilor*. În *Studii și cercetări de mecanică agricolă*, vol. 2, nr. 2—3, 1968.
-

25.I.1970.

STUDIUL SOLICITĂRILOR DINAMICE ÎN TRANSMISIA TRACTORULUI U-650 CU AJUTORUL CALCULATOARELOR ANALOGICE

SIMION POPESCU

1. INTRODUCERE

În prezent metoda de calcul a organelor transmisiei tractoarelor constă în calculul la solicitări statice determinate după valoarea celui mai mic dintre momentele de torsiune care acționează asupra lor: momentul transmis de motor și momentul realizat din condiția de aderență, ambele reduse la organele respective [1].

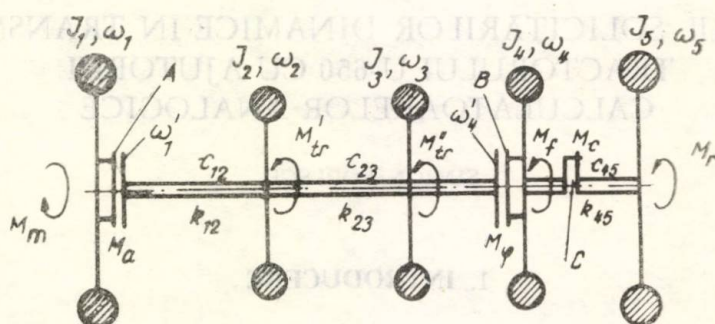
Transmisia tractorului reprezintă în realitate un sistem oscilant complex care are ca regim tipic de încărcare regimul tranzitoriu caracterizat prin porniri din loc și demarări ale agregatului, schimbări de viteze, rezistențe variabile ale mașinilor agricole din agregat, treceri peste obstacole, perturbații accidentale, patinări ale sistemului de rulare etc. Datorită acestor regimuri tranzitorii, în transmisie apar importante solicitări dinamice a căror influență este luată în considerare în calculele de proiectare prin introducerea unor *coeficienți dinamici*. Există însă foarte puține date și indicații cu privire la caracterul și mărimea solicitărilor dinamice. Cele câteva date experimentale apărute în literatură arată că solicitările dinamice maxime din transmisia tractorului depășesc de câteva ori valorile la care se fac calculele în prezent.

2. MODELAREA TRANSMISIEI TRACTORULUI PENTRU STUDIUL PORNIRII DIN LOC ȘI DEMARAJULUI TRACTORULUI

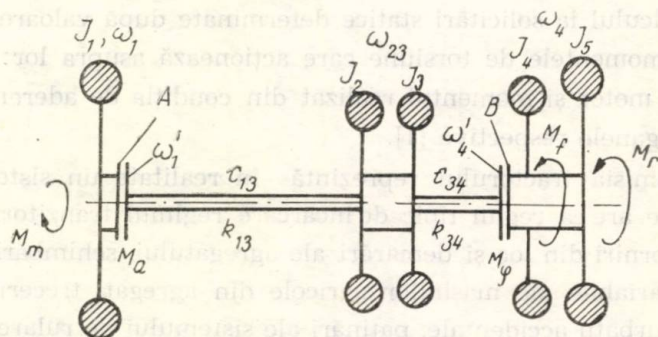
2.1. Modelul dinamic

Pornirea din loc și demarajul agregatului, este unul dintre cele mai grele regimuri tranzitorii din transmisia tractorului.

La deplasarea tractorului în linie dreaptă când ambele roți motoare transmit aceleași momente de torsiune la aceleași valori ale patinării, demarajul agregatului tractor-mașină agricolă poate fi studiat pe un model dinamic. Astfel transmisia reală a tractorului se poate înlocui printr-un model dinamic echivalent format din mase concentrate unite între ele prin



a) modelul dinamic complet ;



b) modelul dinamic particularizat.

Fig. 1. Modelele dinamice ale transmisiei tractorului pe roți
U-650 :

legături elastice imponderabile și prin cuplaje de fricțiune. Întregul sistem se reduce la arborele ambreiajului principal. Pentru simplificarea modelului, după posibilități se unesc între ele masele care au legături rigide și se neglijează masele foarte mici.

Corespunzător celor arătate mai sus modelul dinamic al transmisiei tractorului pe roți (4 x 2) U-650 este reprezentat în figura 1, a. Modelul este format din 5 mase concentrate unite între ele prin 4 legături elastice, două cuplaje de fricțiune A și B și un cuplaj elastic cu joc C.

Momentele de inerție I_i ale maselor concentrate din modelul dinamic al agregatului reprezintă momentele de inerție reduse la arborele ambreiajului principal pentru următoarele mase ale sistemului real: masele mobile ale motorului (mărime periodică, însă se consideră constantă), I_1 ; organele transmisiei aflate în mișcare de rotație, I_2 ; roțile motoare ale tractorului I_3 ; masa tractorului I_4 ; masa mașinii agricole remorcate sau purtate I_5 . Maselor (volanților) cu momentele de inerție I_i ($i = 1, 2 \dots 5$) le corespund deplasările unghiulare φ_i și vitezele unghiulare $\omega_i = \dot{\varphi}_i = \frac{d\varphi_i}{dt}$. Legături-

elastice ale modelului au rigiditățile la torsiune $c_{i,i+1}$ le corespund rigidităților reduse la arborele ambreiajului principal ale următoarelor elemente: arcurile amortizorului ambreiajului și arborii ambreiajului și cutiei de viteze, c_{12} ; arborii roților motoare și arborii planetari, c_{23} ; pneurile roților motoare (rigiditatea tangențială) c_{34} ; dispozitivul de tracțiune (remorcare) al mașinii agricole c_{45} . În sistem se presupun amortizări viscoase (proportionale cu viteza) și se iau în considerare prin coeficienții de amortizare k_{12} , k_{23} , k_{34} și k_{45} , corespunzători legăturilor dintre masele sistemului.

În timpul proceselor oscilatorii, momentul forțelor elastice $M_{i,i+1}$ dintr-o legătură elastică $c_{i,i+1}$ este dată de relația:

$$M_{i,i+1} = c_{i,i+1}(\varphi_i - \varphi_{i+1}) \quad (1)$$

iar momentul forțelor de frecare viscoasă (amortizare) $K_{i,i+1}$ din aceeași legătură elastică de expresia:

$$K_{i,i+1} = k_{i,i+1}(\dot{\varphi}_i - \dot{\varphi}_{i+1}) = k_{i,i+1}(\omega_i - \omega_{i+1}) \quad (2)$$

Din partea arborelui cotit al motorului se transmite asupra masei I_1 momentul cuplului motor M_m care este funcție de turația motorului, $M_m = f(\omega_1)$ și se determină din caracteristica exterioară a motorului Diesel al tractorului U-650 (motorul D-103) dată în figura 2, a.

Cuplajul A reprezintă ambreiajul principal al tractorului (tip mecanic cu fricțiune) și face legătura dintre arborele cotit al motorului și transmisia tractorului. În perioada cuplării, ambreiajul patinează, discul conducător se rotește cu viteza unghiulară ω_1 a motorului iar cel condus cu viteză unghiulară ω'_1 ($0 \leq \omega'_1 \leq \omega_1$). Între discuri se creează momentul de frecare M variabil în timp $M_a = f(t)$. În literatură [2] se propun diferite expresii pentru funcția $M_a = f(t)$. În cele ce urmează se adoptă funcția neliniară (fig. 2, b) dată mai jos:

$$M_a = \begin{cases} \frac{M_{a \max}}{t_1} \cdot t & \text{pentru } 0 < t \leq t_1 \\ M_{a \max} = \beta \cdot M_n = ct & \text{pentru } t < t_1 \end{cases} \quad (3)$$

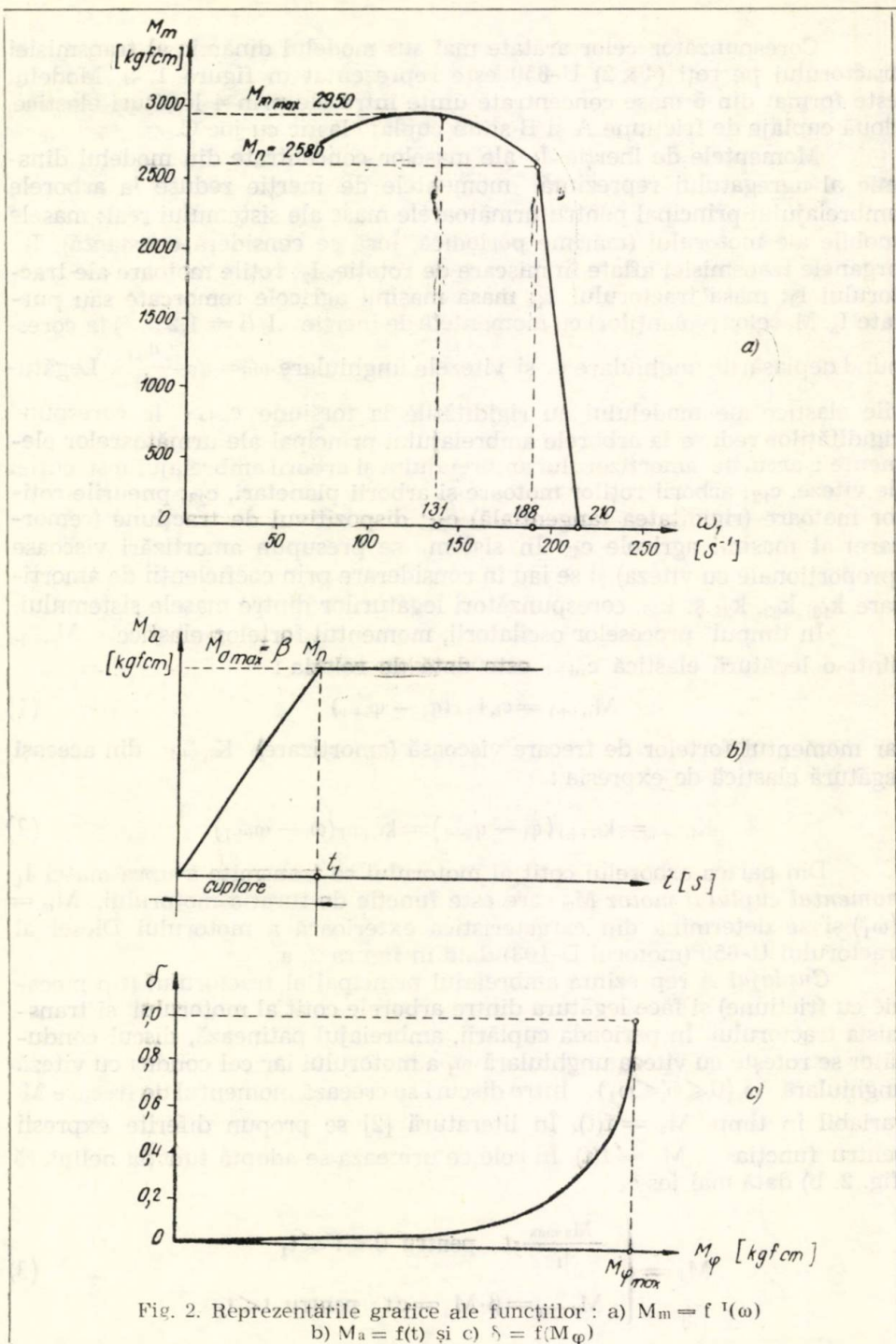


Fig. 2. Reprezentările grafice ale funcțiilor : a) $M_m = f(\omega)$
b) $M_a = f(t)$ și c) $\delta = f(M_\phi)$

unde $M_{a \max}$ este momentul maxim care poate fi transmis de ambreiaj ;

M_n — momentul nominal al cuplului motor ;

β — coeficientul de rezervă al ambreiajului ;

t_1 — timpul de cuplare al ambreiajului, care caracterizează ritmul cuplării (viteza de cuplare).

Procesul demarării agregatului tractor-mașină agricolă se poate împărți în două etape distincte :

— *etapa I-a*, durează de la începutul cuplării ambreiajului și pînă la egalizarea vitezelor unghiulare ale părților conducătoare și conduse, exprimată prin condiția $0 \leq \omega'_1 \leq \omega_1$;

— *etapa a II-a*, începe din momentul egalizării celor două viteze unghiulare adică pentru $\omega'_1 = \omega_1$.

Cuplajul B simbolizează un cuplaj cu fricțiune convențional care unește roțile motoare cu corpul tractorului și reprezintă aderența pneurilor roților motoare cu solul. Valoarea δ a patinării acestui cuplaj depinde de momentul de torsiune M_φ transmis de roțile motoare prin aderența cu solul. Cînd valoarea acestuia atinge limita maximă $M_{\varphi \max}$ (care depinde de coeficientul de aderență al solului φ și de greutatea aderentă a tractorului G_{ad}), tractorul patinează total, adică $\delta = 1$.

Funcția $\delta = f(M_\varphi)$ (fig. 2, c) se poate construi pe cale analitică sau se ia din caracteristica de tracțiune a tractorului, obținută pe cale experimentală.

Legătura elastică c_{45} este formată din două părți unite între ele printr-un cuplaj elastic cu joc C, care reprezintă dispozitivul de tracțiune (elementul care face legătură dintre corpul tractorului și mașina agricolă). Cînd în dispozitivul de tracțiune există un joc longitudinal de o anumită valoare, atunci în cuplajul C apare jocul unghiular corespunzător ψ_0 (jocul liniar redus la arborele ambreiajului). Dacă între elementele cuplajului C există acest joc unghiular ψ_0 atunci cele două părți ale elementului de legătură se mișcă independent iar prin cuplaj nu se transmite moment de torsiune. Cînd jocul dispăre elementul de legătură devine un arbore întreg cu rigiditatea c_{45} și transmite un moment al forțelor elastice M_c . Avînd în vedere cele arătate, momentul de torsiune M_c transmis prin cuplajul C se poate exprima prin funcția nelineară:

$$M_c = \begin{cases} c_{45}(\varphi_4 - \varphi_5 - \psi_0) & \text{pentru } |\varphi_4 - \varphi_5| \geq \psi_0 \\ 0 & \text{pentru } |\varphi_4 - \varphi_5| < \psi_0 \end{cases} \quad (4)$$

Momentele rezistente care se opun mișcării diferitelor mase ale modelului dinamic, reduse la arborele ambreiajului, sînt următoarele :

a) momentele rezistente datorită frecărilor mecanice în transmisie date de relațiile:

$M'_{tr} = M_m(1 - \eta'_{tr})$ — pentru porțiunea ambreiaj-diferențial ;

$M''_{tr} = M_m(1 - \eta''_{tr})$ — pentru porțiunea diferențial-roți motoare.

unde η'_{tr} și η''_{tr} sînt randamentele mecanice ale porțiunilor corespunzătoare ale transmisiei. Produsul dintre ele reprezintă randamentul total al transmisiei $\eta_{tr} = \eta'_{tr} \cdot \eta''_{tr}$.

b) momentul rezistent la rulare (la înaintarea) tractorului, M_f a cărei mărime depinde de greutatea tractorului G și de felul drumului (terenului) pe care se deplasează: $M_f = f \cdot G$. (f — coeficientul de rezistență la rulare).

c) momentul rezistent M_r datorită mașinilor agricole (tractate sau purtate) cu care tractorul lucrează în agregat. Mărimea lui depinde de tipul mașinii agricole și condițiile de lucru ale agregatului.

Trebuie avut în vedere că acțiunea momentelor rezistente M'_{tr} , M''_{tr} , M_f și M_r nu provoacă mișcarea maselor asupra cărora acționează. Această se poate exprima punînd condiția ca ele să acționeze numai cînd vitezele unghiulare ale maselor respective (ω_2 , ω_3 , ω_4 și ω_5) sînt mai mari ca zero.

2.2. Modelul matematic

În conformitate cu cele analizate în paragraful precedent și urmîrind modelul transmisiei tractorului reprezentat în fig. 1, a, se scriu cu ușurință ecuațiile diferențiale și de legătură (5):

$$\begin{array}{ll}
 \text{Etapa I-a } (\omega'_1 < \omega_1) & \text{Etapa a II-a } (\omega'_1 = \omega_1) \\
 \left. \begin{array}{l} I_1 \cdot \dot{\omega}_1 = M_m - M_a \\ k_{12}(\omega'_1 - \omega_2) + c_{12}(\varphi'_1 - \varphi_2) = M_a \\ M_a = f(t) \end{array} \right\} & \left. \begin{array}{l} I_1 \cdot \omega_1 + k_{12}(\omega'_1 - \omega_2) + c_{12}(\varphi'_1 - \varphi_2) = M_m \\ \omega'_1 = \omega_1 \end{array} \right\} \\
 \text{Ecuațiile comune pentru ambele etape :} & \\
 M_m = f(\omega_1) & \\
 I_2 \cdot \dot{\omega}_2 - k_{12}(\omega'_1 - \omega_2) - c_{12}(\varphi'_1 - \varphi_2) + k_{23}(\omega_2 - \omega_3) + c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) = -M'_{tr} & \\
 I_3 \cdot \dot{\omega}_3 - k_{23}(\omega_2 - \omega_3) - c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) + k_{34}(\omega_3 - \omega'_4) + c_{34}(\varphi_3 - \varphi'_4) = -M''_{tr} & \\
 k_{34}(\omega_3 - \omega'_4) + c_{34}(\varphi_3 - \varphi'_4) = M_\varphi & \\
 I_4 \cdot \dot{\omega}_4 + k_{45}(\omega_4 - \omega_5) + M_c = M_\varphi - M_f & \\
 \delta = \left(1 - \frac{\omega_4}{\omega'_4}\right) & \\
 M_\varphi = f(\delta) & \\
 M_c = \begin{cases} c_{45}(\varphi_4 - \varphi_5 - \psi_0) & \text{pentru } |\varphi_4 - \varphi_5| \geq \psi_0 \\ 0 & \text{pentru } |\varphi_4 - \varphi_5| < \psi_0 \end{cases} & (5) \\
 I_5 \cdot \dot{\omega}_5 - k_{45}(\omega_4 - \omega_5) - M_c = -M_r &
 \end{array}$$

2.3. Modelul matematic pentru rezolvare pe calculatorul analogic

Modelul matematic obținut (5) permite studiul procesului pornirii din loc și demarării agregatului tractor-mașină agricolă cu ajutorul calculatoarelor analogice. Având în vedere proprietățile acestora [3] acest model matematic trebuie să se modifice introducând ca variabilă momentele elastice din legături:

$$M_{i, i+1} = c_{i, i+1}(\varphi_i - \varphi_{i+1})$$

$$\frac{d M_{i, i+1}}{d t} = \dot{M}_{i, i+1} = c_{i, i+1}(\omega_i - \omega_{i+1}) \quad (6)$$

Modelul dinamic general din figura 1 a, și modelul matematic (5) se pot particulariza pentru diferite situații de alcătuire a agregatului și pentru diferite situații concrete de deplasare.

Pentru a scoate mai clar în evidență cum se poate modela funcționarea modelului dinamic pe calculatorul analogic s-a ales spre exemplificare un caz particular al modelului dinamic general. Astfel dacă se unesc masele transmisiei I_2 și ale roților motoare I_3 într-o singură masă concentrată

$$(I_2 + I_3) \text{ iar elasticitatea redusă a întregii transmisii se notează cu } c_{13} \left(\frac{1}{c_{13}} = \frac{1}{c_{12}} + \frac{1}{c_{23}} \text{ — legătură în serie} \right) \text{ și dacă se consideră } c_{45} = \infty \text{ și } \psi_0 = 0$$

(dispozitiv de tracțiune foarte rigid și fără joc între elementele lui) modelul dinamic particularizat, devine cel arătat în figura 1 b. Modelul matematic corespunzător celor arătate și a relației (6), folosit pentru studiul pe calculator pentru acest caz concret în care s-au neglijat și pierderile din transmisie ($M'_{tr} = M''_{tr} = 0$) este următorul (7) :

Etapă I-a ($\omega'_1 < \omega_1$)

Etapă a II-a ($\omega'_1 = \omega_1$)

$$\dot{\omega}_1 = \frac{1}{I_1} (M_m - M_a)$$

$$\dot{\omega}_1 = \frac{1}{I_1} [M_m - M_{13} - k_{13}(\omega'_1 - \omega_{23})]$$

$$\omega'_1 = \omega_{23} + \frac{M_a - M_{23}}{k_{13}}$$

$$\omega'_1 = \omega_1$$

$$M_a = f(t)$$

Ecuațiile comune pentru ambele etape :

$$M_m = f(\omega_1)$$

$$M_{13} = c_{13}(\omega'_1 - \omega_{23})$$

$$\omega_{23} = \frac{1}{I_2 + I_3} [M_{13} + k_{13}(\omega'_1 - \omega_{23}) - M_{34} - k_{34}(\omega_{23} - \omega'_1)] \quad (7)$$

$$\dot{M}_{34} = c_{34}(\omega_{23} - \omega'_1)$$

$$\omega'_1 = \omega_{23} + \frac{M_{34} - M_{\varphi}}{k_{34}}$$

$$\delta = \left(1 + \frac{\omega_4}{\omega'_4} \right)$$

$$M_\varphi = f(\delta) \quad (7)$$

$$\omega_4 = \frac{1}{I_4 + I_5} (M_\varphi - M_f - M_r)$$

În baza modelului matematic (7), s-a întocmit modelul electric (fig. 3), care s-a rezolvat pe calculatorul analogic. Datorită posibilităților multiple oferite de calculatorul analogic se pot modela cu suficientă precizie funcțiile momentelor perturbatoare ale modelului dinamic : $M_m = f(\omega_1)$; $M_a = (tf)$; $M_\varphi = f(\delta)$ (momentele de rezistență M_f și M_r au fost considerate constante). Prin modificarea diferiților parametri ai modelului (rigiditate, amortizări, momente de inerție, momente rezistente, condiții de deplasare, viteze de cuplare a ambreiajului etc.) se pot reproduce cu multă ușurință diferite situații concrete de funcționare a agregatului și se pot determina prin înregistrări variațiile solicitărilor dinamice din diferite elemente ale transmisiei, patinarea ambreiajului și sistemului de rulare, durata demarajului, vitezele unghiulare etc. În figura 4 sînt date pentru exemplificare cîteva asemenea înregistrări pentru o situație concretă a pornirii din loc și demarajului agregatului cu tractorul U-650. Aceste simulări și înregistrări s-au obținut pe calculatorul analogic tranzistorizat TR-48 construit de firma EAI.

2.4. Concluzii.

Înregistrările obținute prin simularea funcționării modelului dinamic al tractorului U-650 pe calculatorul analogic sînt apropiate din punct de vedere calitativ și cantitativ de rezultatele obținute prin măsurători experimentale de alți autori. Calculatorul analogic devine astfel un instrument important la îndemîna cercetătorilor și proiectanților din domeniul construcției de tractoare. Cu ajutorul lui se realizează o completare rațională între cercetările teoretice și cele experimentale.

Zusammenfassung

Es' werden die dynamischen Beanspruchungen im Radschleppertriebwerk während des Anfahren- und Beschleunigungsvorgangs des Schlepper-Aggregates untersucht. Das Aggregat wird durch ein dynamisches Model, bestehend aus konzentrierten Massen, die elastisch und durch Reibung gekuppelt sind, ersetzt. Auf das Model wirken äussere Störmomente (Antriebs- und Widerstandsmomente).

Anschliessend wird das mathematische Model des dynamischen Ersatzmodel an Hand des Analogrechners untersucht.

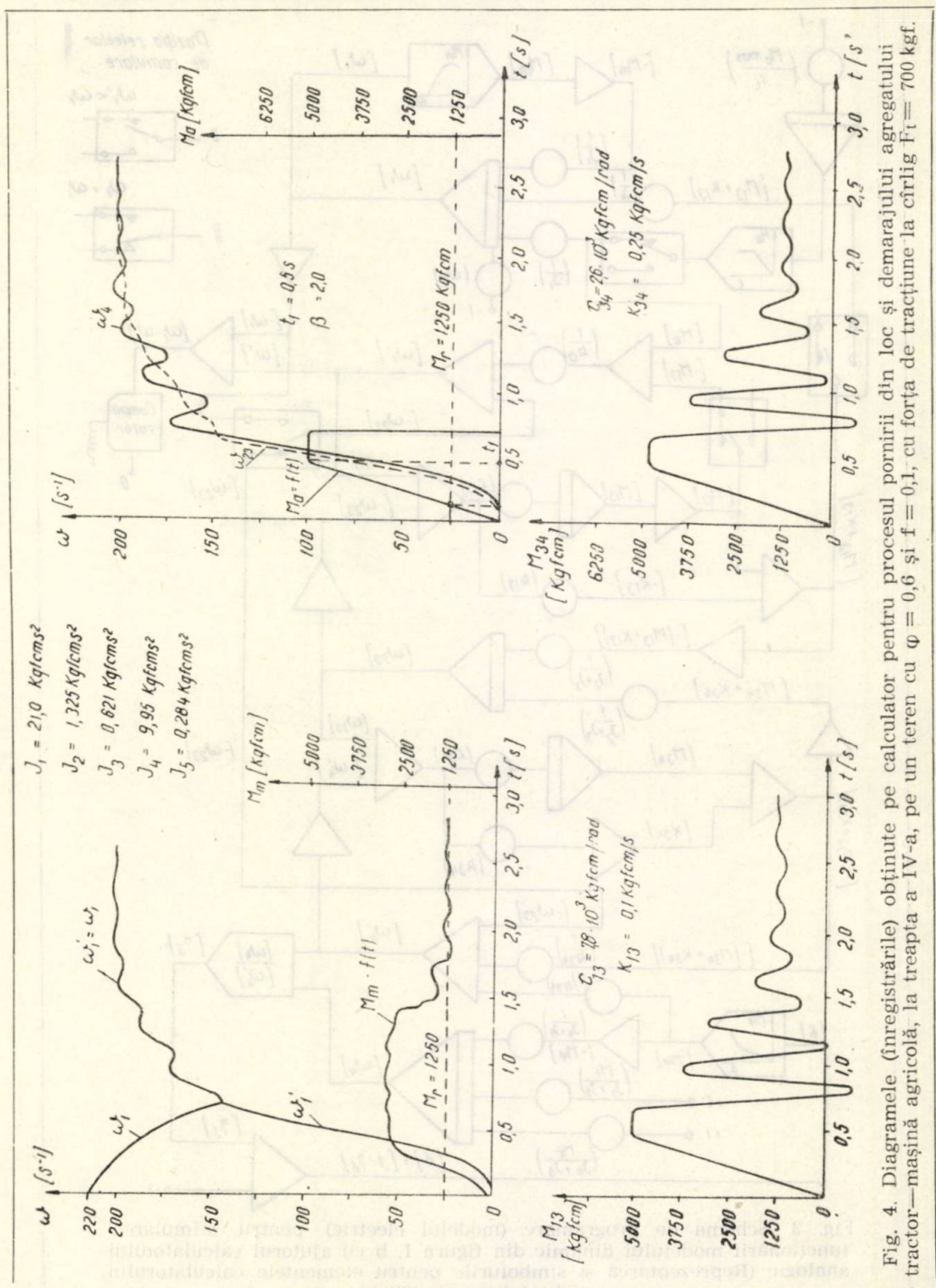


Fig. 4. Diagramele (înregistrările) obținute pe calculator pentru procesul pornirii din loc și demarajului agregatului tractor—mașină agricolă, la treapta a IV-a, pe un teren cu $\varphi = 0,6$ și $f = 0,1$, cu forța de tracțiune la cinglă $F_t = 700 \text{ kgf}$.

Bibliografie

1. NIȚESCU GH., NĂSTĂSOIU S., POPESCU S.: *Tractoare*. Ed. didactică și pedagogică Buc. 1968.
 2. DUDIȚĂ FL.: *Regimuri tranzitorii în transmisia automobilului, Studii și cercetări de Mecanică aplicată*. Tomul 16/1964. pag. 681—728.
 3. GILOI W., ș.a.: *Analogrechnen* Springer Verlag, Berlin-Göttingen Heidelberg, 1963.
-

15 ianuarie 1970.

STUDIU PRIVIND AVANTAJELE APARATULUI DE TĂIERE CU PANGLICĂ. POSIBILITATEA ADOPTĂRII LA COSITORI, SECERĂTORI ȘI COMBINE

CONSTANTIN DUMITRESCU, TRAIAN GHINEA

Procesul tehnologic de recoltare a plantelor furajere și cerealelor păioase cantitativ și calitativ depinde în mare măsură de aparatul de tăiere.

Aparatele de tăiere existente prezintă unele dezavantaje privind cinematica și dinamica procesului de lucru.

La aparatul de tăiere cu cuțit cu mișcare rectilinie alternativă și contracuțit fix, muchiile tăietoare descriu suprafețe mărginite de cosinusoide cu ecuația $y = r \cos \frac{\pi}{2} x$ unde y — deplasarea cuțitului iar x — deplasarea mașinii.

Funcție de valoarea raportului dintre viteza medie a cuțitului și viteza mașinii $\beta = \frac{V_{mc}}{V_m}$, pot apare suprapuneri între suprafețele parcurse de muchiile tăietoare la ducere și întoarcere sau suprafețe neparcurse de muchii. Pot astfel apare suprafețe parcurse de două, trei sau mai multe ori. Plantele aflate pe suprafețe S_0 neparcurse de muchii tăietoare vor fi tăiate numai după o prealabilă înclinare.

Înclinarea longitudinală se poate calcula cu relația :

$$q_1 = h \left(\frac{3}{2} - \frac{1}{\pi} \arcsin \frac{b}{r} \right) - \frac{h}{\pi} \arccos \left(2 - \frac{h' \operatorname{tg} \alpha + b}{r} \right) - h'$$

iar înclinarea transversală cu relația $q = \frac{t_0 - b}{\cos \delta}$ unde h — alimentarea

aparaturii de tăiere, h' — înălțimea segmentului de cuțit, r — raza manivelei, $2b$ — lățimea degetului, t_0 — pasul degetelor, δ — unghiul de înclinare dat de: $\operatorname{tg} \delta = \frac{h}{\pi r}$

Tăiere normală
cursă simplă
 $S=t=t_0=76,2$ mm
 $h=66$ mm
 $h'=56$ mm
 $n=1095$ rot./min
 $V_m=2,41$ m/sec.

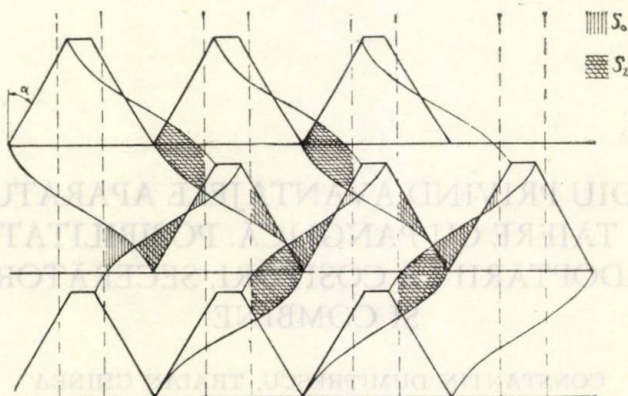


Fig. 1.

Variația suprafețelor netăiate direct (S_0) și a celor tăiate de mai multe ori (S_n), funcție de viteza mașinii V_m pentru mai mulți segmenti de cuțit.

Tăiere normală
cursă simplă
 $S=t=t_0=76,2$ mm
 $h=33$ mm
 $h'=56$ mm
 $n=1095$ rot./min.
 $V=1,2$ m/sec.

S_0
 S_2
 S_3

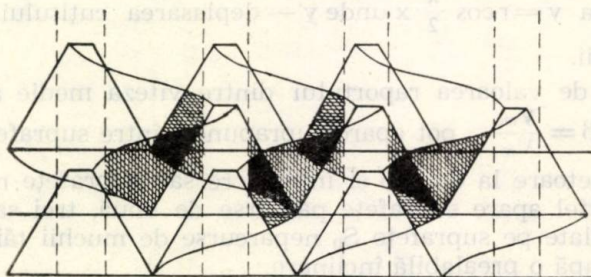


Fig. 2.

Variația suprafețelor netăiate direct (S_0) și a celor tăiate de mai multe ori (S_n), funcție de viteza mașinii V_m pentru mai mulți segmenti de cuțit.

Mărimea înclinărilor poate atinge și peste 100% din înălțimea de tăiere reglată și de aici miriște uniformă și mai puțin material recoltat.

Parcursirea unor suprafețe de mai multe ori provoacă mărunțirea plantelor, deci pierderi prin rămânerea pe sol a segmentelor de tulpină rezultate și totodată creșterea energiei pentru tăierea propriu-zisă.

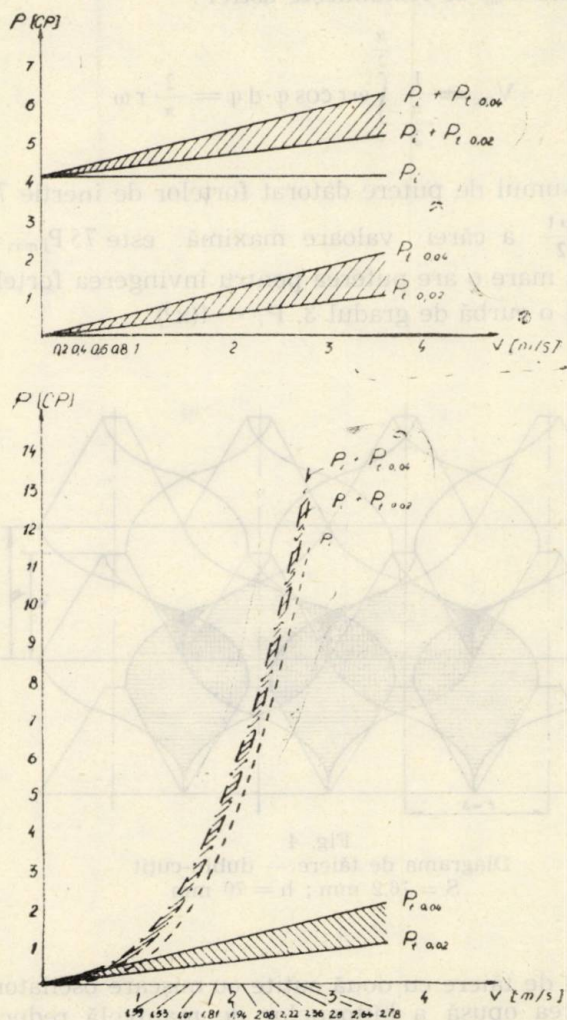


Fig. 3. Diagramele variației puterii consumate pentru acționarea aparatului de tăiere.

$$n = f(V_m) \text{ ptr. } \beta = \text{ct.}$$

Puterea necesară acționării aparatului de tăiere este : $P = P_t + P_f + P$

P_t este puterea necesară tăierii propriu-zise a tulpinilor din expresia : $75 P_t = l_t \text{ AN [kgfm/s]}$ în care : l_t este lucrul mecanic pentru tăierea unei tulpini ($l_t = 0,02 \dots 0,04 \text{ Kgm}$), A este suprafața de alimentare m^2/s , N — numărul de tulpini pe m^2 .

P_t este puterea de frecare, cu expresia $75 P_t = f m g B V_{mc}$ [Kgfm/s], în care f — coeficientul de frecare, m — masa unității de lungime a cuțitului, B — lățimea de lucru.

Viteza medie V_{mc} se restabilește astfel :

$$V_{mc} = \frac{1}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \omega r \cos \varphi \cdot d\varphi = \frac{2}{\pi} r \omega$$

P_i este consumul de putere datorat forțelor de inerție $75 P_i = F_i V_c = \frac{1}{2} B_m \omega^3 r^2 \sin \frac{\omega t}{2}$ a cărei valoare maximă este $75 P_{i \max} = 0,5 B_m \omega^3 r^2$. Ponderea cea mai mare o are puterea pentru învingerea forțelor de inerție care variază după o curbă de gradul 3, $P_i = f(x^3)$

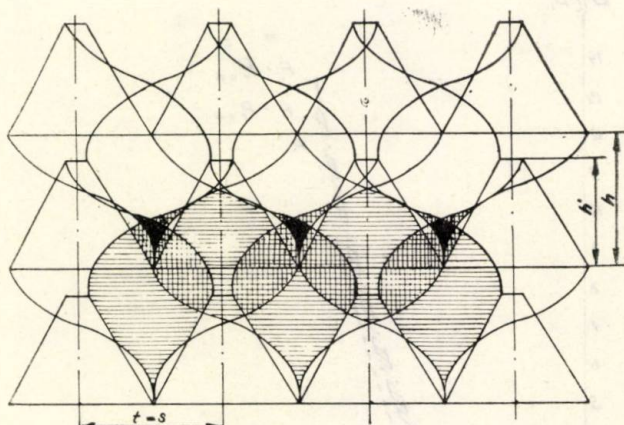


Fig. 4
Diagrama de tăiere — dublu-cuțit
 $S = 76,2 \text{ mm}$; $h = 70 \text{ mm}$

La aparatul de tăiere cu două cuțite cu mișcare oscilatorie în defazaj de 180° , dispunerea opusă a butoanelor de manivelă reduce forțele de inerție dar nu le anulează, deci, și în acest caz consumul total de putere este mare față de cel pentru tăierea propriu-zisă. Suprafețe parcurse de 2,3 sau 4 ori nu vor lipsi nici în acest caz ; înclinarea tulpinilor are de asemenea valori ridicate. Construcția este greoaie, mecanismul de transmiterea mișcării este complicat iar păstrarea jocului între cuțite este dificilă.

Aparatul de tăiere rotativ cu ax vertical format din tamburi pe care sînt dispuse radial plăci tăietoare în număr de 2 ... 8 execută tăierea fără

contracutit necesitind în consecință viteze de tăiere mari, deci turații ridicate.

Pe baza reprezentării din figura 5 s-au stabilit ecuațiile parametrilor cinematici ai acestui tip de aparat.

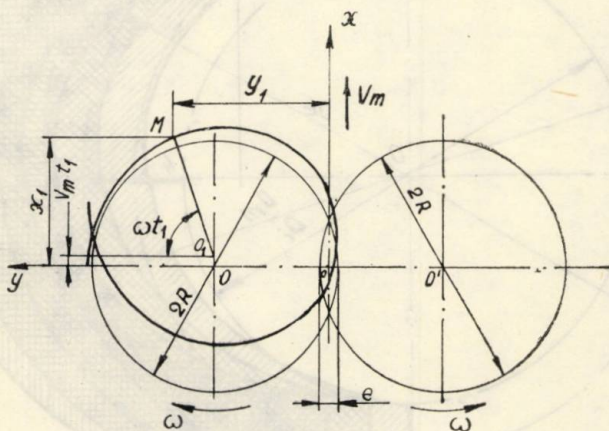


Fig. 5

$$X = V_{mt} + R \sin \omega t; \quad V_x = V_m + R \omega \cos \omega t; \quad Q_x = -R \omega^2 \sin \omega t$$

$$Y = R(1 + \cos \omega t) - \frac{\varphi}{2}; \quad V_y = -R \omega \sin \omega t; \quad Q_y = -R \omega^2 \cos \omega t$$

Cunoscînd traiectoriile (trohoide) descrise de plăcile tăietoare s-a construit diagrama de tăiere din figura 6.

Se constată un înalt grad de suprapunere a suprafețelor parcurse de cuțite, deci, ca și la celelalte aparate de tăiere, plante mărunțite și consum mărit de energie pentru tăiere suplimentat de energia $E_r = \frac{I \omega^2}{2}$ necesară pentru acționarea rotorului la turații ridicate.

Aparatul de tăiere cu panglică dințată sau netedă poate realiza indici de lucru suplimentari atît privind calitatea tăierii cît și consumul de energie.

Panglica mișcîndu-se uniform într-un singur sens traiectoriile punctelor ei sînt drepte cu ecuația $Y - \beta x = 0$

Pentru acest motiv, suprafețele parcurse de muchiile tăietoare ale dinților panglicii sînt benzi paralele.

Așa cum rezultă din diagramele de tăiere construite în figura 7, alegerea corespunzătoare a raportului β poate conduce la obținerea unor benzi tangente, suprapuse sau cu spații libere. Se observă că, spre deosebire de celelalte aparate de tăiere, în acest caz este posibilă eliminarea simultană a suprafețelor neparcurse sau parcurse de mai multe ori.

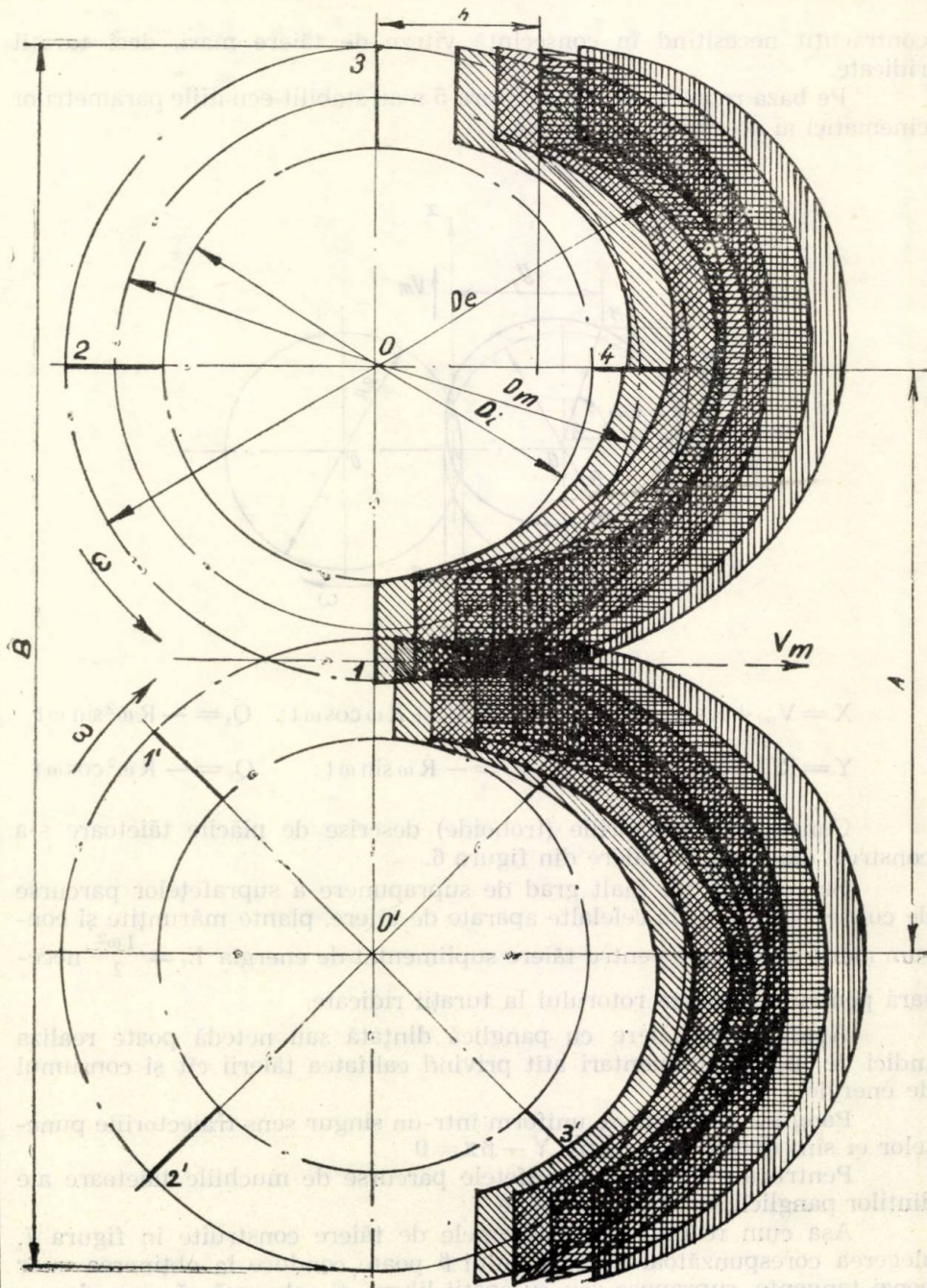


Fig. 6. Diagrama de tăiere pentru aparat de tăiere rotativ (tip. Goudland'' OC)

Lucrîndu-se cu un β optim înclinațiile sînt constante realizîndu-se o miriște uniformă și nu se consumă putere suplimentară pentru tăiere. Consumul de putere este de asemenea redus de lipsa forțelor de inerție în regimul de lucru stabil.

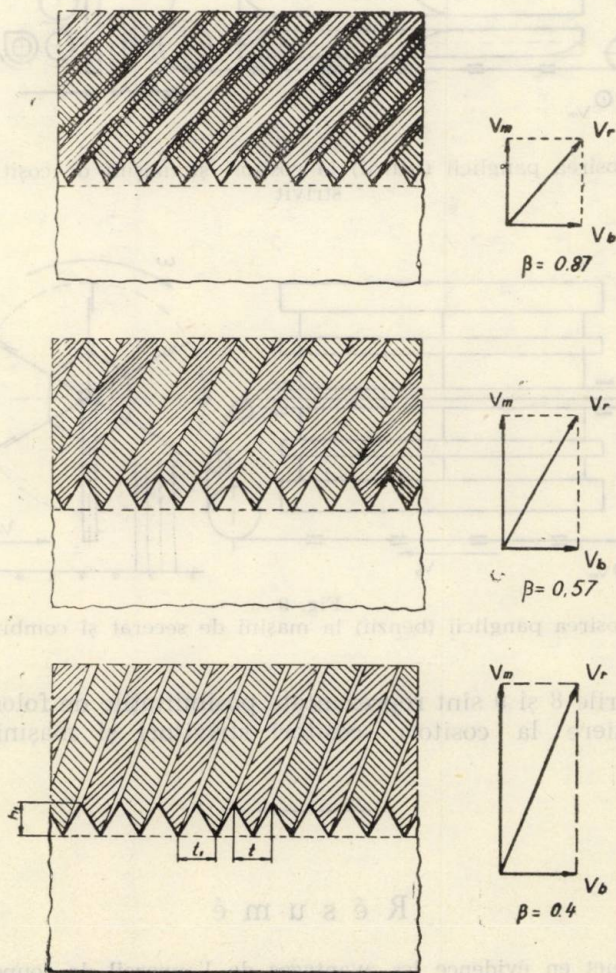


Fig. 7
Diagrame de tăiere pentru aparat cu panglică.

Numărul redus de piese și greutatea mică sînt calități care merită de asemenea să fie relevate.

Banda netedă, prin întrebuințarea unui sistem de ascuțire montat chiar pe mașină își poate păstra grosimea muchiei de tăiere și deci înălțimea inițială a miriștei.

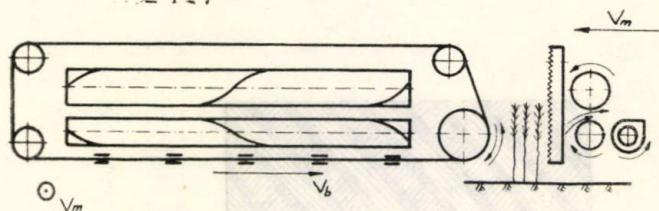


Fig. 8
Folosirea panglicii (benzii) la cositori și mașini de cosit și strivit

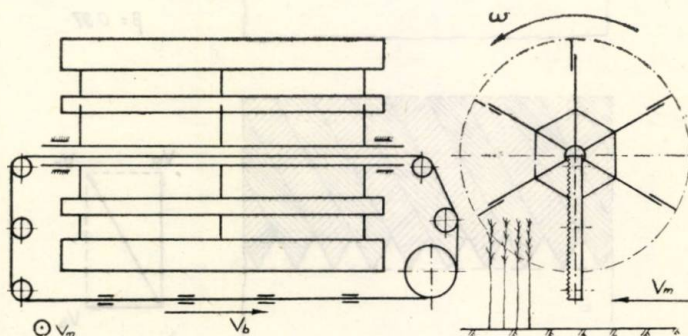


Fig. 9
Folosirea panglicii (benzii) la mașini de secerat și combine.

În figurile 8 și 9 sînt reprezentate posibilitățile de folosire a acestui aparat de tăiere la cositori, cositori strivitori și mașini de secerat cu rabator.

R é s u m é

L'étude met en évidence les avantages de l'appareil de coupe à ruban par comparaison à d'autres appareils utilisés aux faucheuses, moissonneuses et moissonneuses — batteuses, du point de vue de la construction, de la qualité du travail et du nécessaire de force.

On présente le mode d'utilisation de l'appareil pour diverses constructions de fougheuses et moissonneuses — batteuses.

15 ianuarie 1970.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN BRAȘOV

Seria A — Mecanică

Vol. XII — 1970

Tehnologia construcției de mașini

★

BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE BRAȘOV

Series A — Mechanics

Vol. XII — 1970

The technology of mechanical engineering

★

BULLETIN DE L'INSTITUT POLYTECHNIQUE—BRAȘOV

Serie A — Mecanique

Tome XII — 1970

Technologie de construction des machines

★

MITTEILUNGEN DES POLYTECHNISCHEN INSTITUTES BRAȘOV

Serie A — Mechanik

Band XII — 1970

Technologie des Maschinenbaues

★

ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия А — Механика

Том XII — 1970

Технология машиностроения

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

LIBRARY

PHYSICS DEPARTMENT

RECEIVED

APR 11 1954

FROM THE PHYSICS DEPARTMENT

OF THE UNIVERSITY OF CHICAGO

LIBRARY

PHYSICS DEPARTMENT

RECEIVED

APR 11 1954

FROM THE PHYSICS DEPARTMENT

OF THE UNIVERSITY OF CHICAGO

LIBRARY

PHYSICS DEPARTMENT

CERCETĂRI PRIVIND INFLUENȚA CARBONITRURĂRII ȘI A REGIMULUI DE TRATAMENT TERMIC DUPĂ CARBONITRURARE ASUPRA REZISTENȚEI LA UZURĂ A OȚELULUI 15 C 08

PETRE TUDORAN, IOAN GIACOMELLI, VICTORIA FITERĂU, RITTA COSMA

I. INTRODUCERE

În ultimul timp, ca urmare a avantajelor pe care le prezintă, carbonitrurarea a început să se introducă din ce în ce mai mult în practica tratamentelor termo-chimice [1—5].

Extinderea utilizării acestui procedeu în producție reclamă însă studierea în continuare a influenței lui asupra proprietăților oțelurilor. Căci introducerea în producție a acestui procedeu, fără o analiză suficientă a proprietăților stratului carbonitrat, în funcție de condițiile de solicitare ale pieselor, duce, așa cum se arată și în [5], la dificultăți serioase în exploatare. Problema influenței carbonitrurării asupra rezistenței la uzură a oțelului a fost abordată printre altele în lucrările [3] și [4] pentru unele mărci de oțeluri prevăzute în GOST.

A fost cercetată însă foarte puțin influența tratamentului termic după carbonitrurare asupra rezistenței la uzură. Așa în [4] se cercetează influența temperaturii de revenire asupra rezistenței la uzură, iar în [3] se compară rezistențele la uzură la epruvetele cementate și cianurate în mediu lichid și gazos.

Cercetările efectuate în [4] și [6], arătând că tratamentul termic după carbonitrurare influențează în mare măsură rezistența la oboseală a oțelului, lasă să se presupună o posibilă influență a lui și asupra rezistenței la uzură.

II. SCOPUL LUCRĂRII

Avându-se în vedere cele de mai sus, în cadrul prezentei lucrări a fost urmărită influența carbonitrurării și a tratamentului termic efectuat după carbonitrurare asupra rezistenței la uzură a oțelului 15 CO8.

III. MATERIALUL ȘI METODA DE CERCETARE

după carbonitrurare asupra rezistenței la uzură a oțelului 15 CO8.

Din acest oțel, aflat în stare de livrare (recopt), au fost executate epruvete pentru determinarea rezistenței la uzură precum și probe pentru determinarea microstructurii, durității și adâncimii stratului.

Schița epruvetei de uzură utilizate este dată în fig. 1.

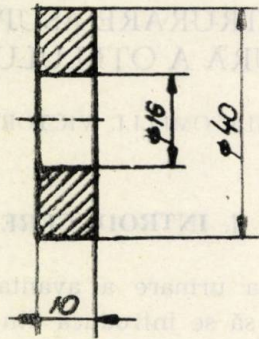


Fig. 1. — Schița probei de uzură din oțel 15CO8

Epruvetele de uzură și probele pentru determinarea durității, structurii și adâncimii stratului au fost împărțite apoi în 5 loturi de câte 3 probe fiecare.

Fiecare lot a fost supus în continuare unui anumit regim de tratament termo-chimic și tratament termic final. Regimurile aplicate diferitelor loturi pot fi urmărite în tabelul 1.

După cum reiese din acest tabel un lot de epruvete și probe a fost cementat și supus în continuare unui regim de tratament termic aplicat în mod obișnuit unor piese din oțel 15 CO8 de la care se cere în exploatare o duritate de 52—58 HRC.

Celelalte loturi au fost supuse carbonitrurării timp de 4 ore (loturile II, III și IV) sau de 6 ore (lotul V).

Epruvetele și probele carbonitrate timp de 4 ore au fost supuse după carbonitrurare unor regimuri diferite de tratament termic final în scopul punerii în evidență a efectului tratamentului termic final asupra rezistenței la uzură.

Încercările la uzură au fost efectuate pe o mașină Amsler tip A 135, proba fiind executată din oțel 15 CO8 iar contrapropa din fontă albă. Contrapropa din fontă a avut aceeași formă și aceleași dimensiuni ca și proba.

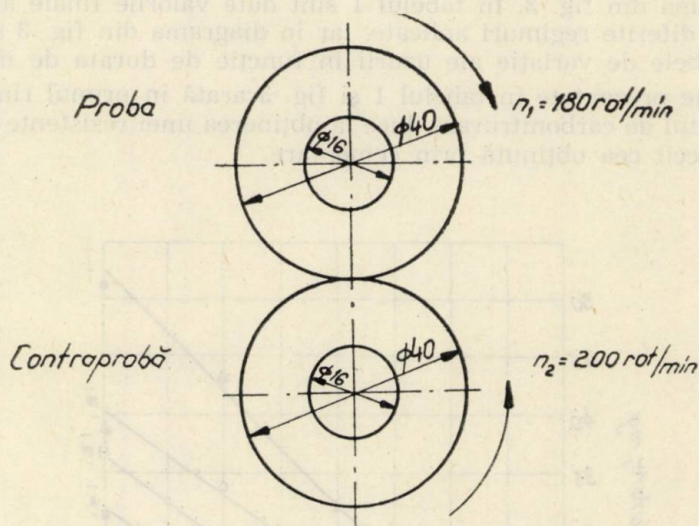


Fig. 2. Ansamblul probă-contraprobă în timpul solicitărilor la uzură.

În timpul încercării proba și contrapropa s-au rotit cu turații diferite, între ele avînd loc o frecare prin rulare și alunecare, fără ungere (fig. 2). Forța de apăsare a fost de 50 kgf.

Rezistența la uzură a fost apreciată după pierderile în greutate suferite de probele supuse încercării. Avînd în vedere faptul că la începutul încercării uzurile sînt neuniforme în funcție de microasperitățile suprafeței și uneori exagerat de intense, fiecare probă de uzură a fost rodată timp de 1 oră după care s-a efectuat măsurarea greutății. Greutatea astfel determinată a constituit valoarea inițială pentru măsurătorile ulterioare. Încercările au continuat apoi cu probe rodade, efectuîndu-se măsurarea greutății în timp după 1, 2, 3 și 4 ore.

Datele privitoare la rezistența la uzură sînt concretizate în tabelul 1 care arată variația pierderilor în greutate în funcție de durata de încercare, la epruvetele aparținînd celor 5 loturi diferite.

Pierderile totale în greutate după 4 ore de încercare a epruvetelor rodade au reprezentat valorile uzurii trecute în tabelul 1.

Măsurarea adîncimii stratului cementat sau carbonitrurat s-a efectuat pe probe recoapte timp de 15 min. la temperatura de 820°C.

IV. REZULTATE

Rezultatele încercărilor efectuate sînt date în tabelul 1, în diagrama din fig. 3 și microgرافیile din fig. 4 și 5.

Datele privitoare la *rezistențe la uzură* sînt concretizate în tabelul 1 și în diagrama din fig. 3. În tabelul 1 sînt date valorile finale ale uzurii obținute la diferite regimuri aplicate, iar în diagrama din fig. 3 sînt prezentate curbele de variație ale uzurii în funcție de durata de încercare.

Datele prezentate în tabelul 1 și fig. 3 arată în primul rînd faptul că tratamentul de carbonitrurare duce la obținerea unei rezistențe la uzură mai mari decît cea obținută prin cementare.

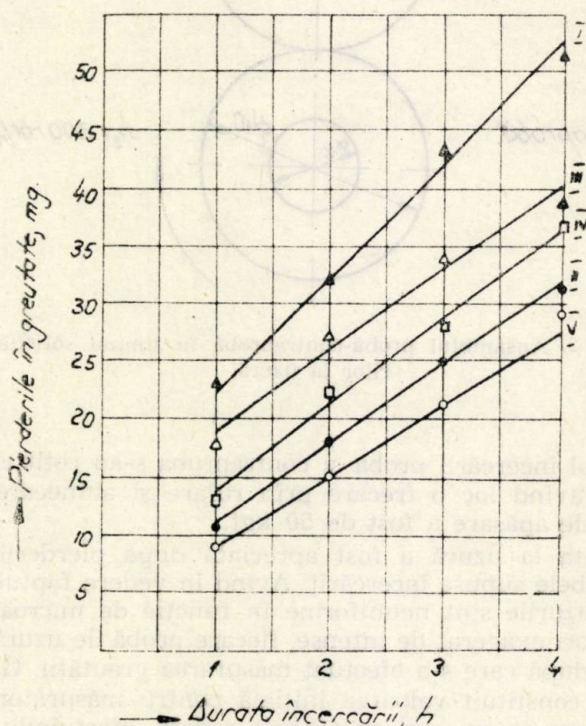


Fig. 3. Variația uzurii în funcție de durata încercării la cele cinci regimuri de tratament aplicate.

▲ Regimul I ● Regimul II; △ Regimul III;
□ Regimul IV; ○ Regimul V;

Toate curbele de uzură din fig. 3 obținute la regimurile de carbonitrurare se situează sub curba obținută la regimul de cementare. Trebuie subliniat de asemenea faptul că această situație apare în condițiile

Tabelul 1

Regimurile de tratament termo-chimic și tratament termic final aplicate epruvetelor din oțel 15 CO8 și rezultatele obținute.

Nr. regimu- lui de trata- ment	Tratamentul termochimic aplicat	Tratamentul termic final	Adin- cimea stratu- lui mm	Lunitatea HV		Uzura mg
				in strat	in miez	
I	Cementare în me- diu gazos la temp. de 850—880°C. Durata de menținere 5 h. Răcire la temperatu- ra de cementare în aer.	Călirea I-a de la 860° în ulei. Revenire înaltă, la 520°— 580°C, 45 min., răcire în aer. Călirea a II-a de la 820°C în ulei. Revenire joasă la 280°— 300°C, 60 min., răcire în aer.	0,6	543	254	51,8
II	Carboni- trurare la tempera- tura de 880°C în amestec de 75% CH ₄ + 25% NH ₃ cu răcire în aer de la temp. de carbo- nitrurare.	Călirea I-a de la 860° în ulei. Revenire înaltă la 520°— 580°C, 45 min., răcire în aer. Călirea a II-a de la 820°C în ulei. Revenire joasă la 280°— 300°C, 60 min., răcire în aer.	0,9	520	270	31,1
III		Călire de la 820°C în ulei. Călire sub 0° în fulgi de CO ₂ la temperatura de —78°C Revenire joasă la 280—300°C, 60 min., răcire în aer	0,9	544	297	38,3
IV		Călire de la 820°C în ulei Revenire joasă la 280°— 300°C, 180 min, răcire în aer.	0,9	543	262	36,6
V	Durata de men- ținere 6 h	Călire de la 820°C în ulei Revenire joasă la 280°— 300°C, 180 min., răcire în aer.	1,5	542	281	27,5

unei carbonitrurări cu o durată mai scurtă (4 h) față de durata cemen-tării (5 h).

Din datele obținute rezultă de asemenea că mărirea duratei de menținere la carbonitrurare de la 4 la 6 h atrage după sine o mărire a rezistenței la uzură. Acest lucru reiese din compararea curbelor de uzură ale regimurilor IV și V la care tratamentul termo-chimic și tratamentul termic final au fost aceleași, variind doar durata de menținere de la carbonitrurare.

Influența regimului de tratament termic final asupra rezistenței la uzură poate fi urmărită comparând curbele de uzură și valorile uzurii fi-nale ale regimurilor II, III și IV, la care tratamentul termo-chimic a fost același (carbonitrurare), variind doar regimul de tratament termic final.

Din compararea acestor curbe rezultă că rezistența la uzură cea mai bună o asigură regimul II constând din călire dublă, revenire înaltă între cele două căliri și revenire joasă la sfârșit. Regimul III, constând din călire obișnuită în ulei, călire sub 0° și revenire joasă, conferă probelor o rezis-tență la uzură mai scăzută decât regimul II și decât regimul IV.

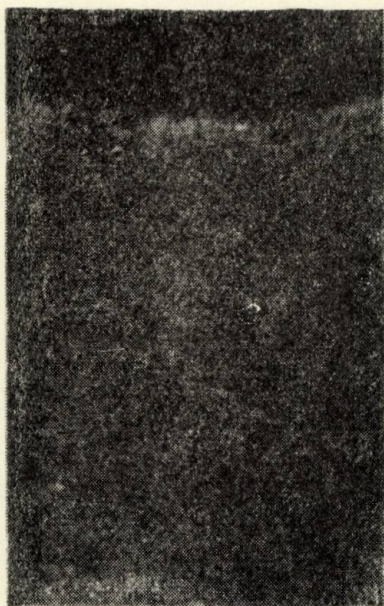


Fig. 4.

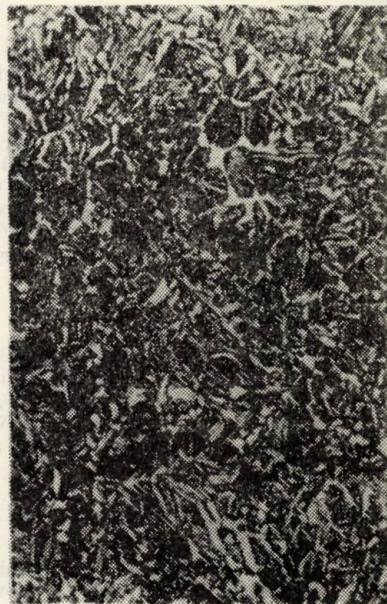


Fig. 5.

Regimul IV, constând din călire și revenire joasă dar cu o durată de menținere triplă față de cazul obișnuit, asigură o rezistență la uzură intermediară între regimurile II și III. Rezultă deci că pentru obținerea unei rezistențe la uzură ridicate cel mai indicat este regimul II și cel mai

puțin indicat regimul III. Regimul IV poate fi de asemenea utilizat cu succes, el asigurând o rezistență la uzură ridicată și fiind mai simplu decât regimul II.

Rezistența la uzură mai ridicată în cazul aplicării regimului II poate fi explicată prin separarea, în timpul revenirii înalte, dintre cele două căliri, de carburi și eventual carbonitruri cu efect favorabil asupra rezistenței la uzură.

Rezistența mai ridicată la uzură a epruvetelor carbonitrate în comparație cu cea a epruvetelor cementate este în concordanță cu rezultatele publicate în [3]. Au fost obținute în plus față de aceste date, rezultate privind influența adâncimii stratului carbonitrat și regimului de tratament după carbonitrurare asupra rezistenței la uzură.

Cercetarea *microstructurii* straturilor cementate și carbonitrate precum și a miezului epruvetelor a arătat următoarele :

Structura stratului cementat este formată din carburi pe fond de martensită și troostită. În miez structura epruvetei cementate este formată din ferită și sorbită.

La epruvetele carbonitrate straturile au fost formate din carbonitruri pe fond de martensită și troostită iar miezul din ferită și sorbită.

În fig. 4 și 5 sînt date fotografiile *microstructurii* stratului carbonitrat și miezului epruvetei carbonitrate și tratate după regimul IV.

Concluzii

1. Carbonitrurarea oțelului 15 CO8 atrage după sine obținerea unei rezistențe la uzură superioare celei obținute prin cementare.

2. Mărirea duratei de menținere la carbonitrurare de la 4 la 6 h determină creșterea valorii rezistenței la uzură.

3. Cercetîndu-se influența regimului de tratament termic după carbonitrurare asupra rezistenței la uzură s-a ajuns la concluzia că rezultatele cele mai bune se obțin prin aplicarea regimului constînd din călire dublă, revenire înaltă între cele două căliri și revenire joasă finală. Rezultate bune se obțin și prin aplicarea regimului format din călire simplă și revenire joasă cu o durată de menținere triplă față de cazul obișnuit.

Zusammenfassung

Die in der Arbeit erhaltenen Werte führen zu dem Schluss, dass man durch die Karbo-Nitrierung grössere Verschleissfestigkeiten erhält, als durch das Einsatzhärten die Verlängerung der Karbo-Nitrierungszeit von 4 auf 6 Stunden hat ein Anwachsen der Verschleissfestigkeit als Folge. Die Führung der Wärmebehandlung nach der Karbo-Nitrierung beeinflusst die Verschleissfestigkeit in grossem

Masse. Die besten Ergebnisse wurden im Falle einer Wärmebehandlung bestehend aus einer Doppelhärtung mit eingeschobenem Anlassen auf hohe Temperaturen und einem Anlassen auf niedrigere Temperaturen nach der Karbo-Nitrierung erzielt.

Bibliografie

1. x x x *Cercetări cu privire la tratamentul de carbonitrurare*. Experiența Uzinei „I. C. Frimu“ Sinaia, IDT, București, 1962.
2. TEODORESCU A.: *Tratamente termice în atmosfere controlate*, București, Ed. tehnică, 1964.
3. CIRICOV V. I.: *Cianurarea în mediu gazos a oțelurilor de construcție*, traducere din limba rusă, IDT, după ed. din 1949.
4. KOTOV O. K.: *Poverhnostnoe uprocinenie detalei mașin himico-termiceskimi metodami*, Mașghiz, 1961.
5. RAIȚES V. B.: *Tehnologia himico-termiceskoi obrabotki na mașinostroitelniș zavodah*, „Mașinostroenie“, 1965.
6. TUDORAN P., GIACOMELLI I., FITERĂU V., COSMA R.: *Metalurgia* XX, Nr. 9, 1969.
7. SCHRABER O.: *Revue de Metalurgie*“, 58, Nr. 10, 1961.
8. PRENOSIL B.: „*SNTL Tehnical Digest*“ IX, Nr. 11, 1967.

15 ianuarie 1970.

CONSIDERAȚIUNI PRIVIND SUDABILITATEA ALIAJELOR Al-Mg DUPĂ PROCEDEUL W.I.G.

GHEORGHE I. IONESCU, COSTESCU DOINA, LUCIAN SCOROBETIU,
VIRGILIU POPOVICI

1. INTRODUCERE

Interesul tot mai mare pentru aluminiu și aliajele sale cu proprietăți mecanice ridicate, precum și ritmul în care crește și se impune producția sa în cele mai variate domenii ale producției sociale, a impus studierea aprofundată a tuturor procedeelor tehnologice privind prelucrarea sa — procedee printre care se numără și îmbinarea prin sudare.

S-au studiat aliajele Al-Mg, care sînt aliaje binare necălibile, cu anumite particularități. Astfel mărirea rezistenței lor se obține prin deformare plastică, datorită ecruisării, care după sudare se înlătură și prin aceasta se micșorează rezistența materialului și duritatea lui.

Proprietățile și sudabilitatea aliajelor Al-Mg sînt diferite. Aceste aliaje se pot folosi numai în construcții ce funcționează la temperaturi sub 150°C, deoarece peste această temperatură își pierde proprietățile de rezistență. Aliajele Al-Mg au o bună rezistență la vibrații și se ecruisează rapid, chiar în cursul operațiilor tehnologice și necesită recoaceri intermediare. La aliajele cu un conținut mai ridicat de 7% Mg în aluminiu, apare mai accentuat pericolul formării fisurilor. Pentru sudare se recomandă deci aliajele Al-Mg cu conținut redus de Mg. În acest sens, s-au studiat aliajele A-Mg 1 cu $\approx 1\%$ Mg și A-Mg 3 cu $\approx 3\%$ Mg elaborate și laminate în țară avînd la bază ALRO.

Procedeul cel mai perfecționat de sudare a Al și aliajelor sale este sudarea în mediu de gaz protector (Ar, He) atît cu electrod fuzibil (MIG) cît și nefuzibil (WIG). Dacă alegerea gazului protector este determinată de considerente tehnico-economice, adoptarea metodei WIG sau MIG nu este

tot atât de clar demarcată și în literatură [1], păreri sint împărțite, obținându-se rezultate satisfăcătoare în ambele cazuri.

Sudarea cu electrod de W este cea mai răspândită la sudarea construcțiilor din aliaje de Al de mare rezistență, în special Al-Mg și se recomandă în special la grosimi mici (4 mm); la grosimi mari are loc saturarea cu W a băii metalice. Totuși în literatură [1] sint descrise și cazuri de sudare a aliajului A-Mg 6 de grosime 15-30 mm cu electrod de W în câteva treceri cu rezultate satisfăcătoare. Sudarea prin procedeul WIG asigură îmbinărilor sudate rezistente de 70—100% din rezistența metalului de bază — situație confirmată de experiențele din cadrul lucrării.

Cercetările efectuate s-au realizat cu o instalație cu schema electrică prezentată în fig. 1.

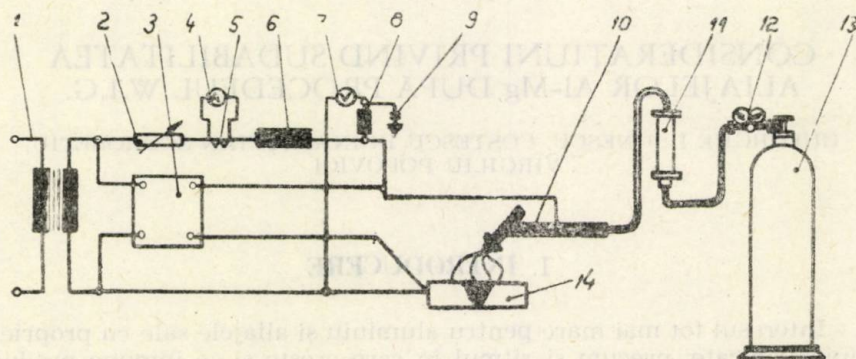


Fig. 1. Schema instalației pentru sudarea în mediu de argon, cu curent alternativ.

1 — transformator de sudare; 2 — reostat de balast; 3 — oscilator; 4 — ampermetru; 5 — transformator de curent; 6 — bobină de reacție; 7 — voltmetru; 8 — bobină de protecție; 9 — condensator; 10 — pistol; 11 — rotametr; 12 — reductor de presiune; 13 — butelie pentru gaz; 14 — piesă de sudat.

Instalația funcționează în curent alternativ cu suprapunerea curenților de înaltă frecvență de la oscilator.

Pentru studierea sudabilității aliajelor amintite s-au utilizat mai multe variante tehnologice, respectiv diverse regimuri de lucru, și în funcție de rezultatele obținute, se recomandă parametrii optimi stabiliți, care duc la îmbinări cu proprietăți satisfăcătoare.

2. REGIMURI TEHNOLOGICE ȘI VARIANTE EXPERIMENTATE

a. Materiale folosite pentru experimentări

Pentru efectuarea experimentelor s-a folosit aliajul A-Mg 1 sub formă de tablă laminată cu grosimea de 8 mm și aliajul A-Mg 3 sub formă de tablă laminată cu grosimea de 5 mm.

Compoziția chimică și proprietățile acestor aliaje sînt date în tabelul 1.

Tabelul 1

Marca aliaj,	Compoziția chimică %								Propriet. mecanice		
	Mg	Mn	Si	Cu	Zn	Fe	Ti	Cr	$\sigma_f \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]$	$\delta_{10} \text{ } B \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]$	
A—Mg 1	0,7	0,1—	max.	max.	max.	max.	max.	max.			
1/2 tare	1,2	0,3	0,4	0,05	0,2	0,4	0,2	1,	16	4	45
A—Mg 3	2,7	0,1—	max.	max.	max.	max.	max.	max.			
1/2 tare	3,5	0,5	0,5	0,05	0,2	0,5	0,2	0,3	23	6	60

b. Regimuri tehnologice și variante experimentate

Pentru studierea sudabilității aliajelor amintite s-au utilizat mai multe variante tehnologice urmărindu-se :

— Influența tratării marginilor rosturilor cu 3 tipuri de soluții de corodare;

— Influența preîncălzirii aliajelor în vederea sudării;

— Influența intensității curentului de sudare;

— Influența pregătirii rostului;

— Influența vitezei de sudare.

2.1. Influența tratării marginilor cusăturii

Suprafețele marginilor sudate, precum și porțiunile de metal apropiate de cusătura sudată, independent de procesul de sudare, trebuie nu numai să fie curățate mecanic, ci și bine tratate cu diferite soluții de corodare.

Tehnica sudării va prevedea degresarea și corodarea prealabilă a porțiunii sudate, după care se face spălarea cu apă caldă și uscarea cu aer cald.

În aceste condiții, piesa poate fi păstrată 2—3 zile înainte de sudare.

Din indicațiile din literatură [1] s-au pregătit 3 soluții de corodare după următoarele rețete: soluția nr. 1: $\text{HCl} = 45\%$; $\text{HF} = 15\%$; $\text{HNO}_3 = 15\%$; $\text{H}_2\text{O} = 25\%$; soluția nr. 2: $\text{HF} = 7\%$; $\text{HNO}_3 = 27\%$; $\text{H}_2\text{O} = 66\%$; soluția nr. 3: $\text{HNO}_3 = 5\%$; $\text{H}_2\text{SO}_4 = 10\%$; $\text{H}_2\text{O} = 85\%$.

Corodarea marginilor s-a făcut prin cufundarea lor în soluție timp de un minut după care a urmat spălarea și uscarea. Metalul de adaos, de compoziție chimică identică cu a aliajului sudat a fost corodat și pregătit în aceleași condiții.

Variind deci numai parametrul „soluție de corodare” s-au păstrat constante celelalte elemente ale regimului de sudare și anume:

- pentru A-Mg 1 cu grosimea $g = 8$ mm:
intensitatea $I = 180-200$ A;
viteza de sudare $v = 25,5$ cm/min.
debitul de argon $Q = 10$ l/min.
tensiunea $U = 32-38$ V.
- pentru A-Mg 3 cu grosimea $g = 5$ mm, păstrind aceleași notații:
 $I = 120-140$ A;
 $v = 25$ cm/min;
 $Q = 10$ l/min;
 $U = 34-37$ V.

Epruvetele sudate au fost supuse încercărilor mecanice determinându-se: îndoirea și caracteristicile mecanice: σ_c , σ_r , δ_{10} și KCU.

Rezultatele încercărilor în cazul variației soluției de corodare sînt sintetizate în tabela 2 în care este trecută media mai multor încercări pentru fiecare caz.

Din rezultatele obținute se constată că atacul marginilor cu soluția nr. 1 dă cele mai bune rezultate, dar totuși destul de apropiate de celelalte, ceea ce îndreptățește folosirea oricăreia din soluțiile de corodare; probele care nu au fost atacate au obținut caracteristici mai reduse la încercările mecanice.

Tabela 2

Material	Sol corodare	α°	$\psi[\%]$	$\delta_{10}[\%]$	$\sigma_c \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]$	$\sigma_r \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]$	$\frac{\text{kcu}}{\left[\frac{\text{kgfm}}{\text{cm}^2} \right]}$	Observații
A—Mg 1	nr. 1	180	57	11	14,3	7,8	4,5	ruperea în sudură
	nr. 2	—	—	10	15,8	16,9	2,9	—
	nr. 3	—	—	9	14,2	15	3,2	—
	fără atac	28	60	9	13	16	2,66	—
A—Mg 3	nr. 1	—	30	4,6	7,6	19,6	3,10	ruperea în sudură
	nr. 2	—	24,1	2,5	17,1	20,3	2,35	„
	nr. 3	—	—	5	16,8	18,4	2,75	—
	fără atac	—	—	4,8	16	16,5	2,76	—

De asemenea, cercetarea microscopică și macroscopică a acestor epruvete confirmă concluziile anterioare (fig. 2).

În fig. 2 b se întilnesc zone cu pori mai mari și mai grupați în sudură.

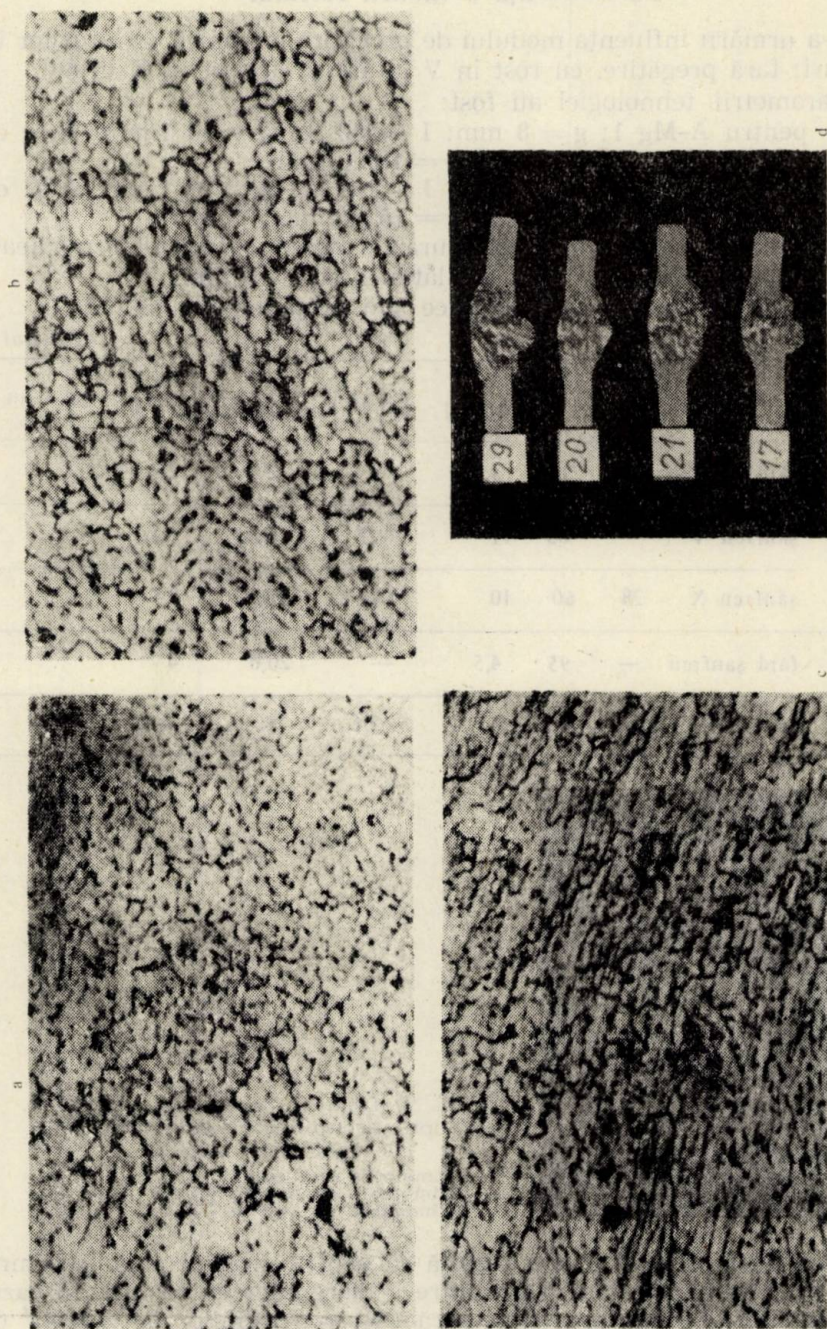


Fig. 2. Influența tratării cusăturii asupra microstructurii și macrostructurii epruvetelor sudate.
 2 a — atac cu soluția nr. 1; — 2 b — atac cu soluția nr. 2; — 2 c — fără atac; — 2 d — 29 atac cu soluția nr. 1
 20 atac cu soluția nr. 2; — 21 atac cu soluția nr. 3; — 17 fără atac.

2.2. Influența pregătirii rostului

S-a urmărit influența modului de pregătire mecanică a rosturilor în trei cazuri: fără pregătire, cu rost în V la 45° și cu rost în X la 60° .

Parametrii tehnologici au fost:

— pentru A-Mg 1: $g = 8$ mm; $I = 250$ A; $Q = 10$ l/min. Atac cu soluția de corodare nr. 1; $v = 10$ cm/min.

— pentru A-Mg 3: $g = 5$ mm; $I = 180$ A; $Q = 10$ l/min. Atac cu soluția de corodare nr. 1; $v = 15$ cm/min.

Sudarea s-a realizat pe o garnitură din oțel inoxidabil 18/8 cu jgheab, avînd adîncimea de 0,6—0,7 mm, iar lățimea de 5—6 mm.

Rezultatele încercărilor mecanice sînt arătate în tabelul 3.

Tabelul 3

Material	Pregătire marginii	α°	ψ [%]	δ_{10} [%]	σ_c $\left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]$	σ_r $\left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]$	$\left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]$ $\frac{k_{cu}}{k_{cu}}$	Observatii
A-Mg 1 $g = 8$ mm	fără șanfren	160	12	2,2	—	2	2,5	
	șanfren V	—	66	11	11,7	16,3	3,8	
	șanfren X	28	60	10	13,4	16,5	2,5	
A-Mg 3 $g = 5$ mm	fără șanfren	—	95	4,5	—	20,6	4	
	șanfren V	140	30	4	17,1	18	6,02	

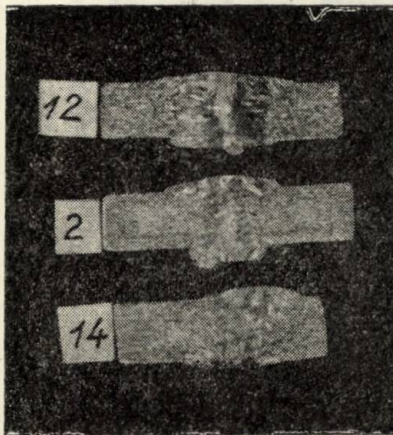


Fig. 3. Influența pregătirii rostului asupra aspectului macroscopic al îmbinărilor sudate

12 îmbinare fără rost
2 îmbinare cu rost în V
14 îmbinare cu rost în X

Din încercările efectuate rezultă că pentru grosimi pînă la 5 mm, nu este obligatoriu necesară o pregătire a marginilor cu rosturi. În cazul grosimilor de 5—10 mm apare necesară teșirea marginilor în V la 45° de fiecare parte.

În fig. 3 (A-Mg 1) se vede o îmbinare cu o pătrundere corectă pentru variantele a doua și a treia.

2.3. Influența preîncălzirii aliajelor în vederea sudării

În literatură se recomandă [1, 3] necesitatea unei preîncălziri a aliajelor Al-Mg de grosimi mici și mijlocii în vederea sudării. Această variantă tehnologică s-a experimentat și în lucrare, aliajele preîncălzindu-se la 250°C înaintea sudării.

Parametrii tehnologici au fost pentru aliajul A-Mg 1: $I = 240$ A, $g = 8$ mm, $Q = 10$ l/min, $v = 15$ cm/min. Atac cu soluție de corodare nr. 1, material pregătit cu rost în V.

La încercările mecanice s-au obținut următoarele rezultate date în tabelul 4.

Tabelul 4

Material	Temp. de preîncălz.	$\alpha[^\circ]$	$\psi[\%]$	$\delta_{10l}[\%]$	$\sigma_c \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]$	$\sigma_r \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]$	$\left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]$	Observatii
A-Mg 1	Nepreîncălzit	140	57,5	8,1	4,3	7,8	2,8	
	Preîncălz. 250°C	—	165	3,1	—	10	3,5	

Epruvetele preîncălzite au prezentat caracteristici mecanice superioare, fapt confirmat și în macrografia din fig. 4.

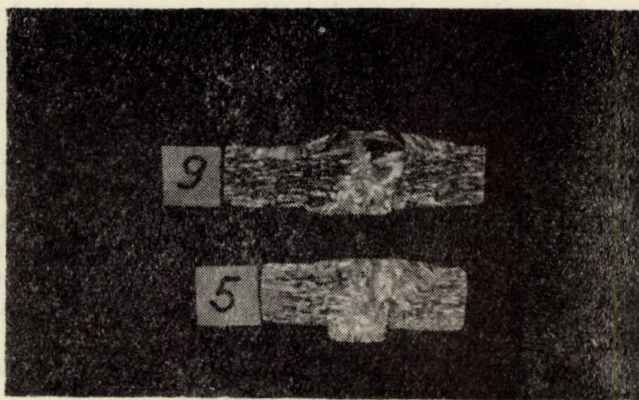


Fig. 4. Influența preîncălzirii aliajelor în vederea sudării asupra macrostructurii.

9 : probă nepreîncălzită
5 : probă preîncălzită

Poziția a doua din fig. 4, ilustrează o pătrundere și o structură mai uniformă.

2.4. Influența intensității curentului de sudare

Un parametru foarte important al regimului de sudare cu electrod nefuzibil (procedeu WIG) este lungimea arcului, care are influență asupra formării și calității cusăturii, precum și funcțional, asupra tensiunii curentului.

La sudarea manuală tendința de a se forma pori, este mai mare ca la sudarea automată, mai ales din cauza imposibilității de a menține exact lungimea arcului, care la sudarea aliajelor cu baza de Al trebuie să fie 1,5—2 mm. Un arc mai scurt, ar duce la formarea depunerilor pe cusătură datorită vaporizării metalului aderat la vârful electrodului. Metalul de adaos trebuie să aibă aceeași compoziție cu metalul de bază, lucru realizat în cadrul lucrării prin prelevarea unor benzi înguste chiar din aliajul sudat.

În ceea ce privește alegerea curentului de sudare s-a ținut seama de următoarele criterii:

- limita superioară a curentului este mărimea pentru care la capătul electrodului începe să se formeze o picătură de W insuficient de mobilă pentru a cădea în baia metalică;

- se consideră limita admisibilă inferioară a curentului, care nu influențează stabilitatea arcului.

La o creștere a densității de curent se produce împrăștierea W și pătrunderea lui în baia metalică.

Tehnica sudării — Regimurile sudării manuale depind de diametrul electrodului de W, de grosimea metalului de sudat și de felul îmbinării. Alegerea diametrului de electrod de W nu are mare influență, pentru orientare se recomandă [1], diametre cu 1 mm mai mare decât grosimea tablei de sudat, ceea ce s-a confirmat în timpul încercărilor efectuate.

Sudarea manuală cu electrod de W se execută de la dreapta la stînga, iar metalul de adaos se va afla la 90° față de pistol. Unghiul de înclinație al pistolului depinde de grosimea metalului de sudat între 30—80°. Amorsarea arcului electric se recomandă [1] să se facă pe plăcuțe speciale de grafit.

Sudarea aliajelor cu grosimi mici și mijlocii se execută într-un strat — fapt confirmat cu rezultatele experimentale obținute în lucrare — toate îmbinările fiind realizate într-un singur strat. În cazul sudării cu mai multe straturi [1] a aliajelor de grosimi mari, regimul de curent se modifică după fiecare strat sudat: curentul de sudare pentru primul strat e mai mare ca pentru cele următoare (este necesară o preîncălzire a metalului de bază).

Variantele tehnologice studiate în cadrul acestor teste au urmărit influența curentului de sudare folosind 3 trepte.

Elementele care au rămas constante au fost :

- pentru A-Mg 1 : $g = 8$ mm; atac cu soluție de corodare nr. 1, pregătirea materialului cu rost în V; $v = 12\text{—}15$ cm/min.

- pentru A-Mg 3 : $g = 5$ mm; atac cu soluție de corodare nr. 1 materialul pregătit fără rost, $v = 17\text{—}19$ cm/min.

Rezultatele încercărilor mecanice se pot urmări în tabelul 5.



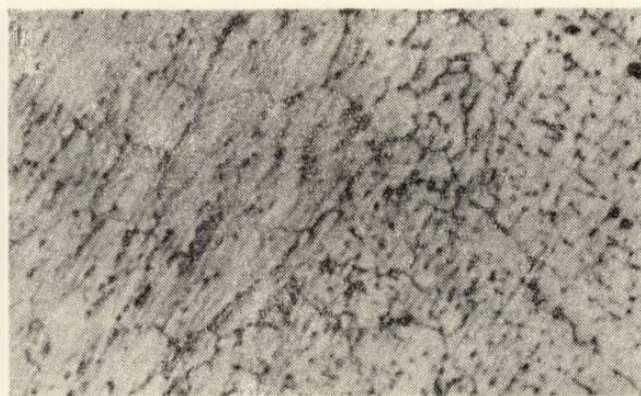
a



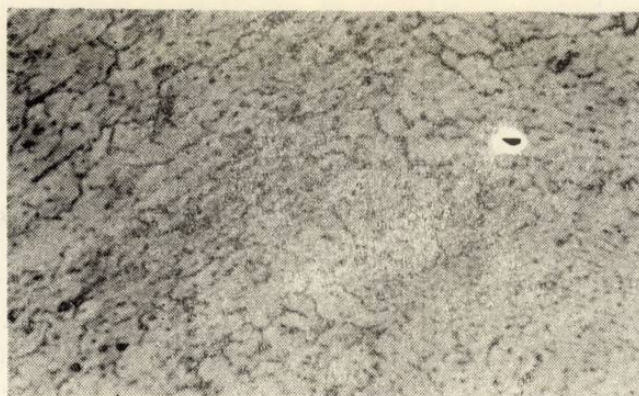
e



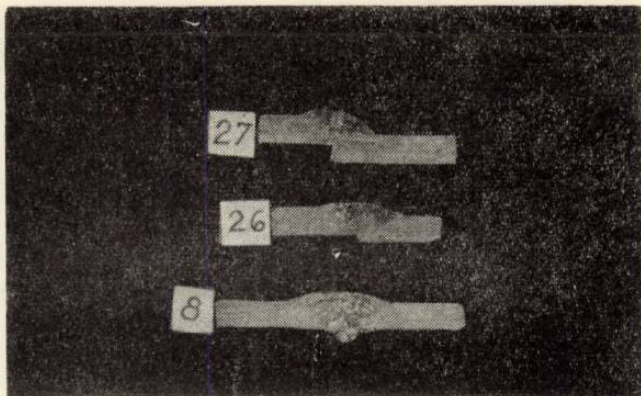
b



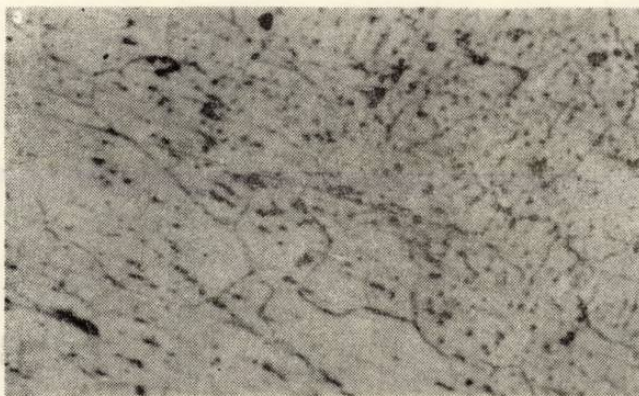
f



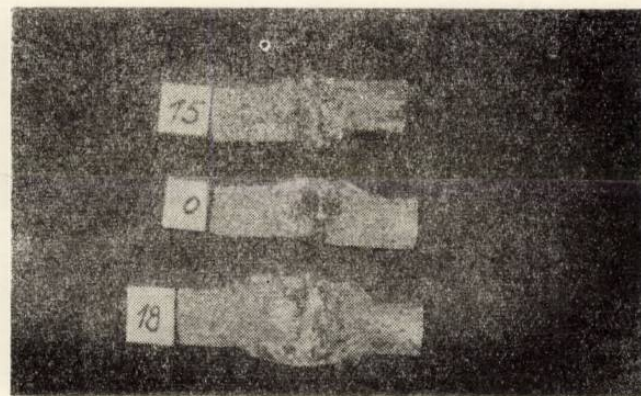
c



g



d
A. Mg. 3



h
A. Mg. 1

Fig. 5. Influența intensității curentului de sudare asupra micro și macrostructurii epruvetelor sudate.

5 a — aliaj A-Mg 3 — I = 125 A
5 b — aliaj A-Mg 3 — I = 140 A
5 c — aliaj A-Mg 3 — I = 160 A
5 d — 27 — I = 125 A

26 — I = 140 A
8 — I = 160 A
5 e — aliaj A-Mg 1 — I = 200 A
5 f — aliaj A-Mg 1 — I = 230 A

5 g — aliaj A-Mg 1 — I = 260 A
5 h — 15 — I = 200 A
0 — I = 230 A
18 — I = 260 A

Probele sudate în cazul aliajului A-Mg 1 cu $I = 200$ A și A-Mg 3 cu $I = 125$ A, au prezentat nepătrundere pronunțată și proprietăți mecanice ce nu pot fi luate în considerare.

Pentru aliajul A-Mg 1 de grosime 8 mm, după rezultatele încercărilor mecanice, în special după valorile rezistenței obținute se recomandă intensitatea curentului de sudare între 230—260 A, iar pentru A-Mg 3 de grosime 5 mm, un curent cu intensitatea 140—160 A.

Tabelul 5

Material	Intensitate [A]	α°	ψ [%]	δ_{1c} [%]	$\sigma_c \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]$	$\sigma_r \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]$	$\left[\frac{\text{kgfm}}{\text{cm}^2} \right]$	Observații
A-Mg 1	230	180	70	11,6	14,7	17,5	5,3	
	260	—	20	5,7	13,9	16,3	7,5	
A-Mg 3	140	—	6	5,3	16,4	18,3	4,8	
	160	—	53	5,3	17,1	17,8	6	

Și în acest caz, cercetarea macroscopică și microscopică, oglindesc soluția optimă, referitoare la valorile curentului de sudare, (fig. 5).

Pentru valoarea maximă a curentului, în ambele cazuri, se obține structura cea mai uniformă și pătrunderea cea mai mare.

Tot în cadrul acestei variante, s-a mai analizat cusătura și din punct de vedere dimensional, măsurându-se lățimea cusăturii transversal pe îmbinare. În fig. 6 și 7 se reprezintă rezultatele acestor măsurători.

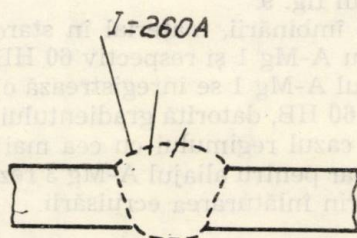


Fig. 6. Variația dimensională a cusăturii în funcție de curentul de sudare pentru aliajul A-Mg 1.

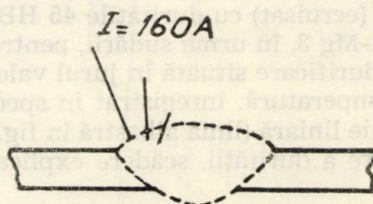


Fig. 7. Variația dimensională a cusăturii în funcție de curentul de sudare pentru aliajul A-Mg 3.

Parametrii dimensionali ai îmbinării, cresc odată cu curentul de sudare în limite geometrice sesizabile (2 mm) pentru variații între valori apropiate ale curentului (20 A).

O altă determinare analizată tot pe epruvetele executate în cadrul acestei încercări este variația întinderii ZIT, odată cu variația curentului și variația durtății în îmbinare, ZIT și în metalul de bază.

Aceste zone caracteristice apar distinct imediat după sudare avînd o nuanță deosebită de restul metalului.

La regimuri diferite, în ceea ce privește nivelul curentului de sudare, ZIT crește odată cu intensitatea de încălzire, după cum reiese din fig. 8, nerecomandîndu-se o creștere prea mare a curentului peste limita la care se obțin cacteristici mecanice satisfăcătoare.

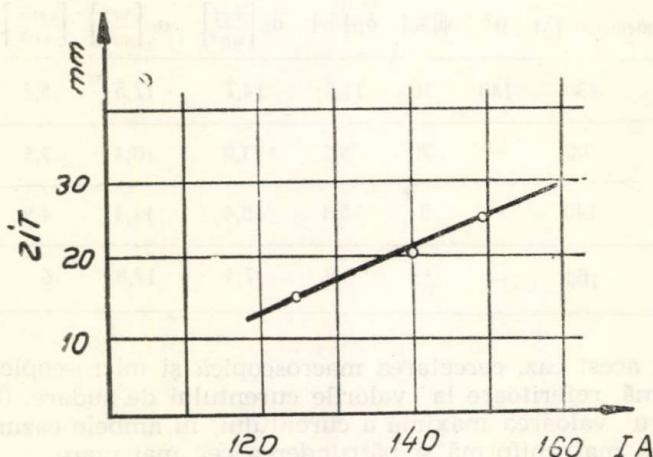


Fig. 8. Variația întinderii ZIT în funcție de curentul de sudare pentru aliajul A-Mg 3.

Variația durtății se poate urmări în fig. 9.

Față de materialul de bază supus îmbinării, material în stare „1/2 tare” (ecruisat) cu durtățile 45 HB pentru A-Mg 1 și respectiv 60 HB pentru A-Mg 3, în urma sudării, pentru aliajul A-Mg 1 se înregistrează o oarecare durificare situată în jurul valorii de 60 HB, datorită gradientului mare de temperatură, înregistrat în special în cazul regimului cu cea mai mare energie liniară (linia albastră în fig. 9-b), iar pentru aliajul A-Mg 3 rezultă o scădere a durtății, scădere explicabilă prin înlăturarea ecruisării.

2.5. Influența vitezei de sudare

Un factor important determinant al regimului de sudare, este viteza de sudare.

Alegerea și menținerea ei constantă, este destul de dificilă în cazul sudării manuale, această variație a ei influențează mult calitatea îmbinării.

Experimentările s-au făcut în următoarele condițiuni : pentru aliajul A-Mg 3 cu $g = 5$ mm, atacat cu soluția nr. 1 și la intensitatea curentului $I = 150$ A s-au ales trei viteze de sudare; pentru aliajul A-Mg 1 cu $g = 8$

mm, atacat cu soluția nr. 1, cu rost în V și cu intensitatea curentului $I = 250$ A s-a sudat cu două viteze.

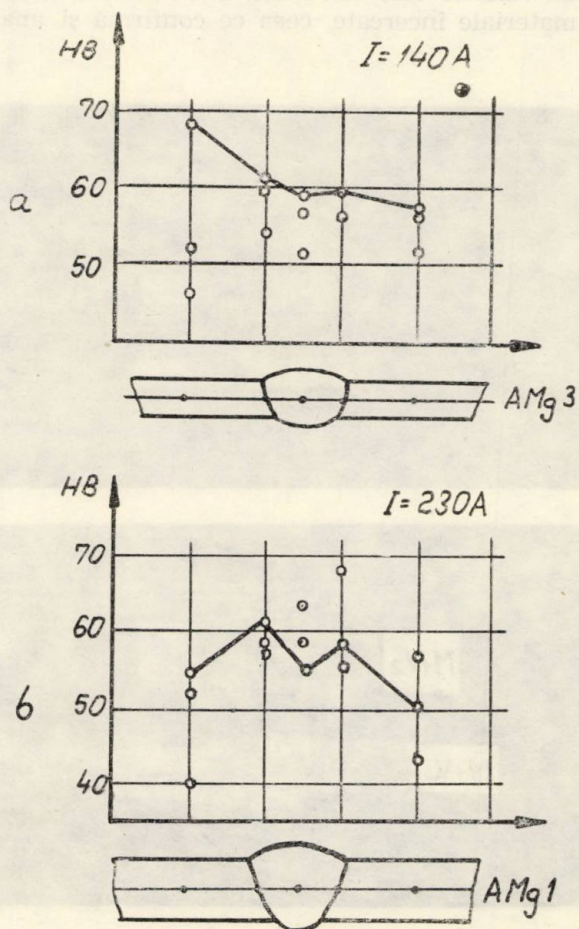


Fig. 9. Variația durității în funcție de
a — pentru aliajul A-Mg 3
b — pentru aliajul A-Mg 1

Tabelul 6

Material	Viteza de sudare [cm/min.]	σ_r [kgf/mm ²]	KCU [kgf/cm ²]	Poziția din fig. 10
A—Mg 3	$V_1 = 13$	13	3	7
	$V_2 = 16$	16	3,6	6
	$V_3 = 24$	20	6	11
A—Mg 1	$V_1 = 12$	12	5	$M_1 V_2$
	$V_2 = 8$	6,1	10	$M_1 V_3$

Rezultatele încercărilor mecanice se pot urmări în tabelul 6.

După valorile cele mai ridicate ale rezistenței la tracțiune și rezilienței, se recomandă valorile cele mai mari, alese pentru viteza de sudare în cazul ambelor materiale încercate, ceea ce confirmă și analiza macroscopică (fig. 10).

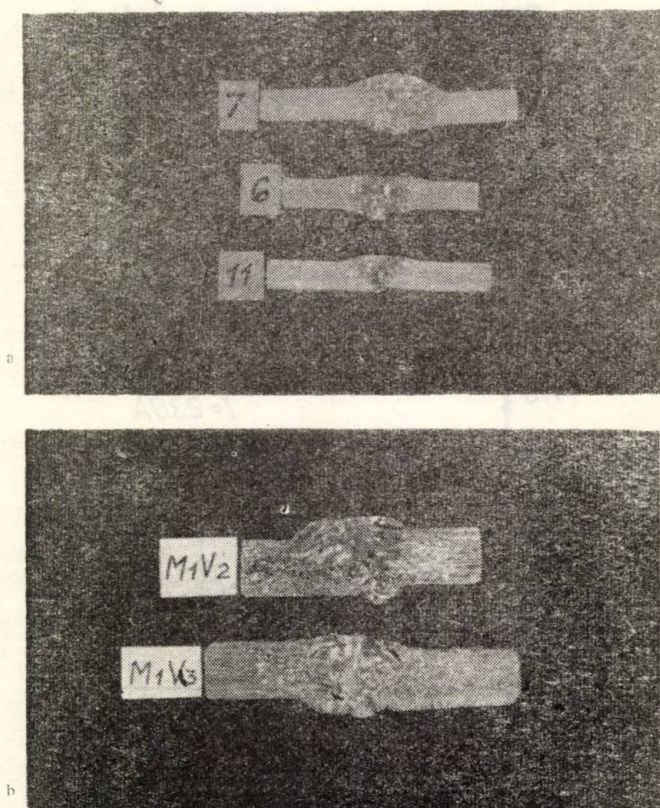


Fig. 10. Influența vitezei de sudare asupra macrostructurii îmbinării.

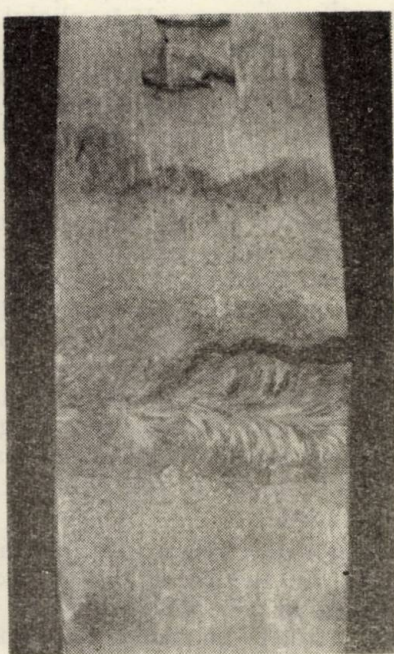
- 10 a — 7 — $v_1 = 13$ cm/min. A-Mg 3
 6 — $v_2 = 16$ cm/min. „
 11 — $v_3 = 24$ cm/min. „
 10 b — M₁V₂ $v_1 = 12$ cm/min. A-Mg 1
 M₁V₃ — $v_2 = 18$ cm/min. „

3. ANALIZA FORMĂRII PORILOR ȘI A FISURILOR

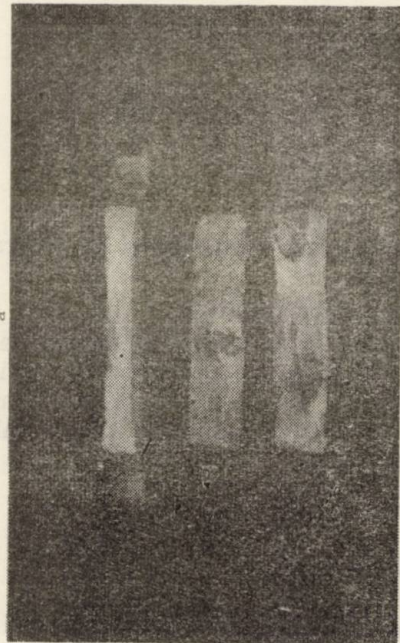
Dificultatea principală la sudarea aliajelor cu bază de Al și Mg este porozitatea cusăturii și pericolul formării fisurilor. Procedeele tehnologice de sudare, regimurile alese, trebuie să fie îndreptate spre obținerea unor cusături lipsite de defecte.



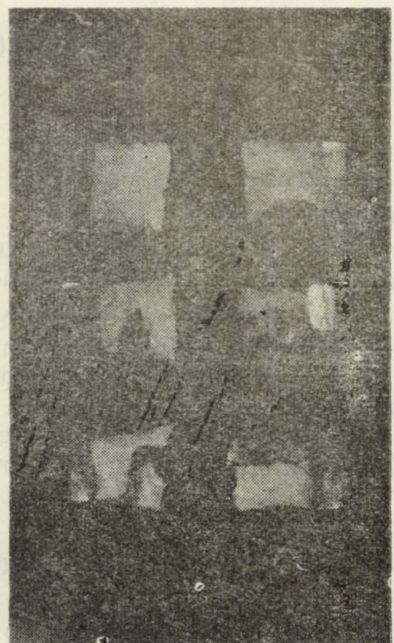
a



b



c



d

Fig. 11. Defecte în îmbinările sudate
11 a, 11 b, 11 c — pori și nepătrunderi ; 11 d — fisură longitudinală

Cauza principală a apariției porilor în Al și aliajele sale [1] se consideră solubilitatea mare a H în aliajul în faza lichidă și solubilitatea lui limitată în faza solidă.

Porii rămași prin cristalizarea cusăturii au o influență substanțială asupra rezistenței ulterioare a îmbinării sudate.

Mărimea și gruparea porilor influențează diferit asupra rezistenței mecanice a îmbinărilor sudate [1] — o repartizare uniformă a lor nu influențează mult valoarea rezistenței la rupere. Exemple reprezentative de pori și nepătrunderi pot fi văzute în fig. 11 a, b, c, defecte care au redus foarte mult, sub valorile admisibile, rezistența la tracțiune și la reziliență.

Formarea fisurilor. La sudarea aliajelor de Al, apar fisuri formate la rece, datorită acumulării între cristalele mari ale metalului cusăturii în curs de solidificare, a impurităților ușor fuzibile, care posedă o rezistență destul de mică. Deformațiile în timpul sudării ce apar în cusătură în momentul cristalizării, depind mai ales de regimul de sudare și de condițiile de răcire a cusăturii. Fisurile apar în grăunții metalici și la limita lor. Se menționează că fisurile longitudinale sau transversale apărute în epruvele încercate au avut un aspect ramificat, după cum se poate vedea în fig. 11 d (zona atacată).

Tendința de fisurare s-a analizat prin proba în cruce [1]. Această probă constă din sudarea a 2 fișii cu dimensiunile 300 x 100 mm dispuse în cruce, sudate în colț, ceea ce permite executarea a 4 cusături prin suprapunere (fig. 12 a) După sudare se măsoară lungimea fisurilor, drept indice pentru tendința metalului spre fisurare se folosește coeficientul K dat prin.:

$$K = \frac{\Sigma l}{L} 100 [\%]$$

unde :

l — lungimea totală a fisurilor

L — lungimea totală a cusăturii mm

În proba sudată L = 400 mm

Coeficientul K, caracterizează sudabilitatea metalului și dă indicații pentru utilizarea lui în diferite construcții.

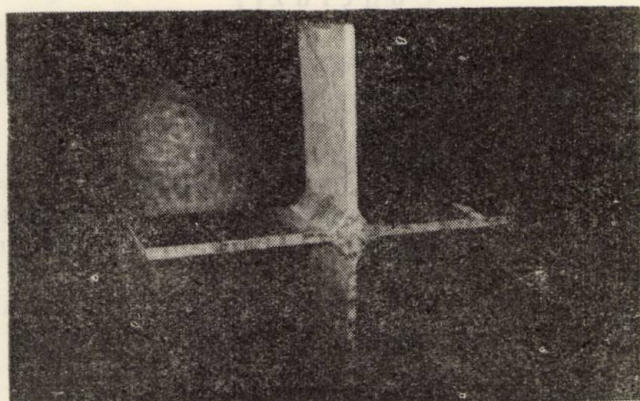
Dacă $K \leq 10\%$, aliajul este indicat pentru sudare.

S-au făcut mai multe probe în cruce asupra aliajelor cercetate în lucrare. În cazul aliajului A-Mg 1, sudat în regimul optim obținut indicat în concluziile paragrafelor precedente, nu s-a produs nici o fisură la nici o probă, ceea ce îl recomandă ca aliaj cu o bună sudabilitate. În cazul aliajului A-Mg 3 s-au produs fisuri a căror lungime :

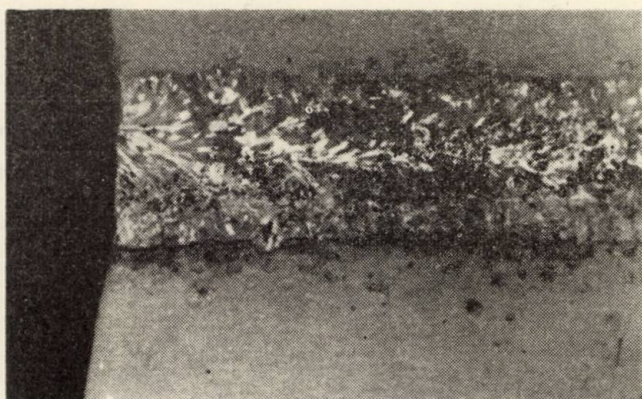
$$\Sigma l = 32 \text{ mm}$$

$$K = \frac{32}{400} 100 = 8 \%$$

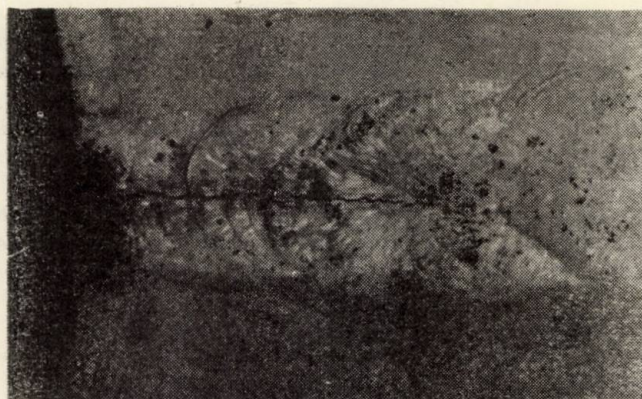
Coeficientul K fiind sub 10%, se încadrează încă și acest aliaj în limitele celor considerate sudabile (fig. 12 b, c).



a



b



c

Fig. 12. Proba de fisurabilitate.

12 a — Proba de cruce ; 12 b, 12 c — fisuri marginale la proba în cruce.

Concluzii

Din analizele făcute privind comportarea la sudarea în gaz protector argon a aliajelor Al-Mg, rezultă o sudabilitate condiționată. Se impune îngrijita pregătire a rosturilor care se corodează în prealabil.

S-au determinat parametrii optimi pentru sudare.

A mai rezultat necesitatea preîncălzirii înainte de sudare.

Obținerea îmbinărilor cu tenacitate optimă și duritate în limite admisibile necesită sudarea cu o viteză de sudare bine determinată pentru un aliaj dat.

Din încercările de fisurabilitate și formarea porilor rezultă o comportare mai bună a aliajului Al-Mg 1 cu magneziu mai redus.

Zusammenfassung

Es wird das Verhalten der Halbharten Al-Mg-Legierungen beim Schweißen im WIG-Schutzgas-Verfahren untersucht.

Die Untersuchungen werden auf Grund der Zähigkeits — (Kerbschlagfestigkeit) — sowie Spröbruchproben sowie Neigung zu Porenbildung durchgeführt. Es werden verschiedene Nahtformen unter verschiedenen Schweißbedingungen ausgeführt, um die beste Schweißtechnologie zu bestimmen.

Bibliografie

1. KLEACIKIN I. L.: *Sudarea metalelor și aliajelor neferoase*. Ed. tehnică, 1966.
2. ȘONTEA S. și NICOLA F.: *Realizarea unui aliaj de aluminiu sudabil de înaltă rezistență*. Rev. „Metalurgia“ nr. 12/1967.
3. POPOVICI VL., ȘONTEA S.: *Considerațiuni privind sudarea unor aliaje Al-Zn-Mg după procedeul MIG*. Comunicările celei de a VI-a conferințe de sudură și încercări de metale, Timișoara, 1969.
4. POPOVICI VL., ȘARLĂU C., IONESCU GH., ȘONTEA S.: *Tehnologii moderne la sudarea aluminiului și aliajelor de Al*. Lucrările Consfătuirii „Tehnologii moderne la sudarea oțelurilor aliate și metalelor și aliajelor neferoase“, București, 1968.
5. POPOVICI VL., ȘONTEA S.: *Considerațiuni privind procedeul de sudare WIG la aliajele de tipul Al-Zn-Mg*.
6. GÎDEA S., PROTOPOPESCU M.: *Aliaje neferoase*. Ed. tehnică, 1965.

15 ianuarie 1970.

PROCEDEUL ȘI MAȘINA PENTRU PRELUCRAREA PLASTICĂ SPAȚIALĂ — MATRIȚAREA SPAȚIALĂ

C. WANYOREK

Proiectarea în construcția de mașini se desfășoară principial în două faze succesive : proiectarea de ansamblu (1) și proiectarea de detaliu (2).

Proiectarea de ansamblu se desfășoară, la rândul ei, în două etape : proiectarea părții de utilizare (1 a) și — în funcție de aceasta — proiectarea părții de acționare (1 b).

Se presupune că mașina în ansamblul ei cuprinde, două submașini: submașina de lucru propriu-zisă (1 a), pasivă, și submașina de forță (1 b), activă, care o acționează pe prima.

Operațiile de proiectare se desfășoară în consecință după următoarea schemă:

1 a. În funcție de scopul căreia îi este destinată mașina, se stabilește principiul de funcționare al mașinii — determinându-se mișcările utile care i se cer și forțele utile pe care trebuie să le exercite. Se obține astfel într-o primă etapă schema cinematică de utilizare și planul forțelor de utilizare, ambele fiind formulate la început calitativ, apoi și cantitativ 1, conform temei de proiectare date.

1 b. A doua etapă are drept scop realizarea transformării mișcărilor și forțelor submașinii de forță în mișcările și forțele submașinii de lucru.

Și pentru aceasta se va întocmi schema cinematică de acționare și planul forțelor de acționare, întâi calitativ, apoi și cantitativ.

2. A doua fază a proiectării mașinii constă în proiectarea de detaliu, adică proiectarea fiecărei piese componente în parte, ținând seama de funcția impusă și de forțele care o solicită.

Forma piesei se determină în dependență de funcția care îi revine în ansamblul din care face parte și de natura forțelor care o solicită.

Calitatea materialului de construcție și structura optimă (starea de tratament termic) se aleg în funcție de felul solicitării la care este supusă piesa și în funcție de criterii economice specifice atît piesei cît și ansamblului.

Din structura materialului rezultă proprietățile mecanice care determină dimensiunile piesei.

Formele pieselor componente ale unei mașini sînt deci determinate funcțional, pe de o parte, dar — pe de altă parte — ele sînt limitate tehnologic, adică nu pot fi oarecare ci numai acelea care se pot realiza prin procesele tehnologice de fabricație cunoscute: turnare, forjare, laminare, presare, extrudare, sudare, așchiere, etc.

Din cauza acestei limitări, în foarte multe cazuri unde din punct de vedere cinematic și al eforturilor ar corespunde perfect o piesă unică, monobloc, imposibilitatea sau numai dificultatea tehnologică a producerii și prelucrării acestei piese împinge proiectarea în direcția realizării pieselor complexe, heterogene, obținute prin asamblarea prin înșurubare, nituire, fretare, înțepenire (presare) sudare, etc. a două sau mai multe părți, care se pot obține ușor și ieftin fiecare separat, prin metode cunoscute. Aceste construcții complexe sînt prin forța lucrurilor greoaie și costisitoare, necesitînd un consum specific de materiale și manoperă ridicat pentru confecționarea lor.

Procedeul de matrițare spațială, sau, mai general, de deformare plastică spațială și mașina de lucru aferentă — a căror prezentare formează obiectul acestei lucrări — au ca scop tocmai obținerea unei noi familii de forme geometrice ale pieselor presate, matrițate, ambutisate, extrudate, sinterizate, etc. care pînă în prezent nu se proiectau, fiind considerate — și erau — forme geometrice netehnologice, adică nerealizabile printr-un procedeu tehnologic unic.

După cum introducerea turnării de precizie folosind modele de ceară, fuzibile, a creat posibilități nebănuite pentru obținerea prin turnare a unor piese avînd forme dintre cele mai capricioase, înainte imposibil de obținut pe această cale — din cauza necesității de a se extrage modelul din semiforme — la fel și matrițarea spațială, cum vom denumi mai pe scurt noul procedeu de deformare plastică spațială — oferind posibilitatea de a realiza forme de piese matrițate, presate etc., nemaiîntîlnite încă pînă în prezent, pentru că erau imposibil de produs prin procedeul de matrițare etc. clasic — este capabilă să revoluționeze nu numai tehnologia, ci implicit și proiectarea de mașini în general, prin apariția acestei noi clase de forme geometrice de piese matrițate.

Matrițarea obișnuită se realizează prin deformarea (refularea, lățirea, extrudarea, ambutisarea) bucății de semifabricat (o bucată de bară cu secțiunea pătrată sau rotundă, o bucată de tub, de tablă, etc.) între cele două suprafețe de lucru ale matrițelor, golul cuprins între acestea, gravurile, reprezentînd, în poziția de lucru finală, forma și dimensiunile semifabricatului dorit.

Aceste goluri sînt umplute cu materialul supus deformării, reproducîndu-se astfel forma și dimensiunile gravurilor, excesul de material fiind împins în bavură.

Piesa obținută este limitată de o suprafață închisă, iar planul de separație al sculelor secționează această suprafață astfel încît extragerea piesei din gravuri să fie posibilă, operație care impune anumite condiții atît suprafeței piesei cît și suprafeței de separare a sculelor — aceasta din urmă fiind de obicei plană — putînd totuși urma mersul suprafeței de simetrie a piesei cînd aceasta există sub o formă diferită de cea plană, fig. 1.

Prin acest artificiu devin matrițabile, adică posibil de obținut prin procedeul matrițării și piese cu o formă geometrică mai complicată, cu condiția ca suprafața de separație să fie unică.

Dacă piesele au însă două sau trei astfel de suprafețe, care se intersectează între ele ca în cazul corpurilor stelate cu trei plane de simetrie spațială convergente, ca arborii cotiți în spațiu cu manetoanele decalate la 120° fig. 2, ca butucul satelitului fig. 3, ca arborele cu came fig. 4, obținerea unor astfel de piese prin matrițarea obișnuită devine imposibilă, forma lor e netehnologică și, dacă construcția mașinii o pretinde totuși, piesa se va realiza prin turnare, prin prelucrare, prin așchiere din plin sau prin asamblare din mai multe părți.

Prin turnare se obțin piese mai puțin compacte și mai expuse la rupere, prin oboseală, datorită existenței defectelor de turnare de suprafață și incluziunilor de impurități distribuite anarhic în toată masa piesei [2], nu numai în zona de segregatie centrală, ci și în zonele periferice, de maximă solicitare. În plus la piesele turnate lipsește fibrajul [2] care, în anumite împrejurări, cum sînt solicitările la oboseală, poate oferi avantaje.

Celelalte tehnologii de ocolire sau de substituție, cum sînt prelucrarea din plin sau asamblarea din mai multe părți, sînt costisitoare și răpitoe de timp și necesită multe utilaje de fabricație, diferite.

Procedeul și mașina de matrițare spațială, descrise în cele ce urmează au tocmai scopul de a face posibilă obținerea unor piese matrițate, presate etc. prezentînd toate avantajele procedului de matrițare în general, adică o formă foarte apropiată de cea finită, adaose de prelucrare mici, precizie dimensională mare, consum specific de metal redus, productivitate mare, existența fibrajului și a prețului de cost mic — la care se adaugă posibilitatea realizării unor forme spațiale complexe, netehnologice înainte, prin care se realizează însă o serie de avantaje suplimentare, ca simplificarea procesului de producție, suprimarea operațiilor de prelucrare prin așchiere și de asamblare din două sau mai multe componente, micșorarea greutății, mărirea rezistenței ansamblului nou obținut, crearea prin salt a unei noi familii de forme geometrice de piese matrițabile, ceea ce deschide proiectanților de mașini un orizont nou și noi posibilități de concepție în domeniul construcției de mașini.

Principiul procedului de matrițare spațială e simplu: corespunzător secționării piesei prin trei plane de simetrie spațială concurente

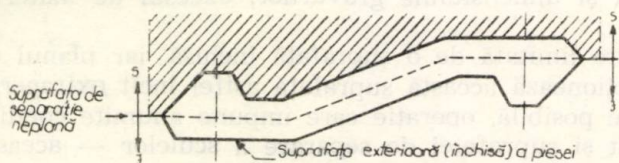


Fig. 1

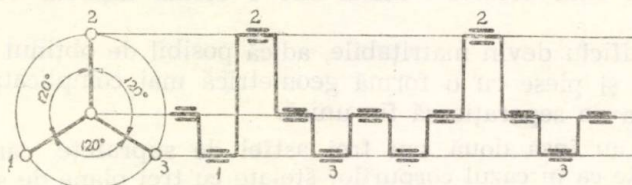


Fig. 2. Arbore cotit în spațiu

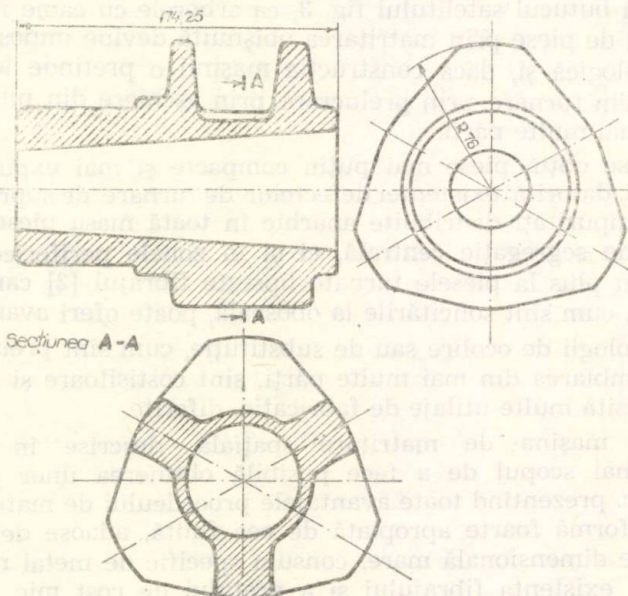


Fig. 3. Butucul sateliților. (desenul piesei forjate)

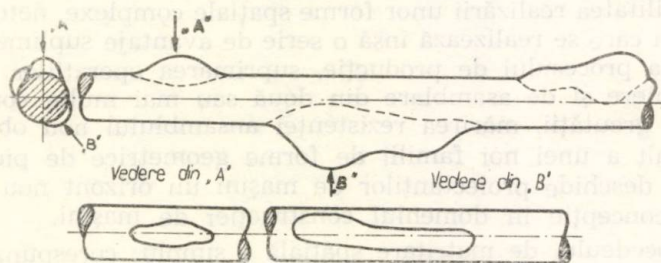


Fig. 4. Arbore cu came

figura 5, se concep trei berbeci port-matriță figura 6, care se assemblează precis între ei prin organele de ghidare și așezare tronco-piramidale sau conice figura 7, foarte larg dimensionate ca mărime absolută dar foarte precise ca toleranțe, formînd corp comun cu corpul matriței sau fiind fixate pe aceasta prin înșurubare sau alte mijloace. Cu ajutorul acestor organe de ghidare și a forței de închidere a matrițelor, exercitată de mașină, se realizează autocentrarea lor, independent de ghidarea berbecilor port-matriță, a căror conducere poate fi mai puțin precisă, fără să influențeze negativ precizia ridicată a produsului.

Suprafețele de conducere ale matrițelor, larg dimensionate, asigură, la strîngere, presiuni pe unitatea de suprafață mici, deci și uzuri mici și implicit precizie mare în timp. Ansamblul acestor suprafețe reprezintă un sistem de angrenare spațială reciprocă care împiedică orice deplasare relativă, longitudinală sau transversală, între cele trei matrițe, la fel ca în brevetul R.S.R. al autorului, nr. 47 137, intitulat : *Procedeu de confecționare a formelor de turnare pentru piese cu simetrie spațială* (Brevet Francez nr. 1297776, brevet englez nr. 975022), — matrițarea spațială nefiind decît o generalizare a ideilor conținute în acest brevet.

Berbecii mașinii de matrițat spațial, sînt acționați, fig. 6 și 9—13, prin mecanisme cunoscute — mecanice, electrice, pneumatice, hidraulice — pentru care se indică unele propuneri de scheme cinematice în figurile 9—13, — care le imprimă berbecilor mișcarea de dute-vino, activă la ducere, pasivă la retragere, mașina în ansamblul ei fiind concepută — principal — ca o combinație a trei mașini de forjat orizontal, montate concentrice într-un batiu comun, turnat sau forjat și executat dintr-o singură bucată sau ansamblat din două sau mai multe bucăți fig. 8, acționînd concomitent sau succesiv fig. 6, axul general al mașinii putînd fi vertical, orizontal sau înclinat.

Preforjarea și debavurarea se pot face pe mașini clasice sau de tipul acesta nou, debavurarea putîndu-se efectua foarte elegant și modern și prin tăierea după contur cu jet de plasmă, sau mai clasic, cu o presă simplă, bavură cu bavură fig. 14 sau cîte două bavuri odată fig. 15 (ceea ce impune anumite concesi aduse formei piesei) sau cu o presă triplă fig. 16 construită după același principiu ca și mașina de matrițat spațial, fiecare mașină de debavurat parțială avînd cîte doi berbeci : unul pentru fixarea semifabricatului, al doilea pentru ștanțarea bavurii.

Se vede de aici că principiul tripartiției este aplicabil și la dispozitivele de strîngere pentru corpuri cu simetrie spațială în vederea efectuării operațiilor de prelucrare prin așchiere, ștanțare sau presare de aplicat acestora în continuarea procesului tehnologic de fabricație.

Semifabricatele care se pot prelucra pe mașinile de matrițat, presat, ambutisat, extrudat, etc. spațial pot fi masive sau cave (tuburi) fig. 17 în varianta fără (a) sau cu dorn (b).

Prelucrarea se poate face fie la cald, fie la rece.

În calitate de mașini unelte mono-operație, mașinile de matrițat spațial și-ar putea afla largi și foarte rentabile aplicații în construcția de ma-

șini pentru producția de masă sau de mare serie, ca în construcția de mașini agricole, de vehicule pentru persoane sau mărfuri etc. unde prin reproiectarea mecanismelor s-ar putea ivi destule piese complexe care să necesite aplicarea matrițării spațiale.

Proiectele de diplomă executate de studenți și verificate de specialiști din industrie, au dovedit viabilitatea ideii, posibilitatea de a combina creator elemente de construcție cunoscute într-un ansamblu de concepție nouă, originală, care oferă avantaje însemnate atât pentru progresul tehnologiei de matrițare cât și pentru crearea de noi orizonturi în proiectare.

Pentru procedeul și mașina de matrițat spațial, autorului i s-a acordat brevetul R.S.R. pe nume personal nr. 48822 din 20.VI.1967.

R é s u m é

La machine et le procédé — brevetés — permet la fabrication — par déformation plastique à chaud ou à froid, par pressage ou matriçage, etc. — d'une nouvelle famille de pièces à formes géométriques compliquées, caractérisées par plusieurs plans de symétrie, intersectés entre eux, tel que, par exemple, un vilebrequin aux manétons décalés à 120°, etc. en utilisant une machine conçue comme une combinaison de trois machines horizontales à forgeage, fonctionnant dans un batis commun, coulé ou forgé unitaire ou composé de deux ou plusieurs parties assemblées, les moutons étant garnis de trois matrices à autocentration de précision à l'aide de guides faisant corps commun avec les matrices ou en étant fixés à celles-ci, la machine pouvant être alimentée avec des semifabriquées massifs ou caves (tubulaires) etc.

Bibliografie

1. WANYOREK C.: *Principiile modului de lucru științific*, Rev. Construcția de mașini, nr. 12/1966, p. 731—737 și nr. 4/1967, p. 187—192.
2. WANYOREK C.: *Cercetări cu privire la noi metode de turnare a arborilor cotiți*, I.D.T. nr. 31/1999, București, 1966, p. 25.

15 ianuarie 1970.

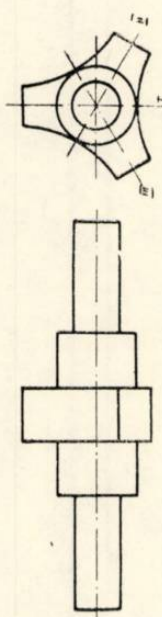


Fig. 5. Piesă stelată.

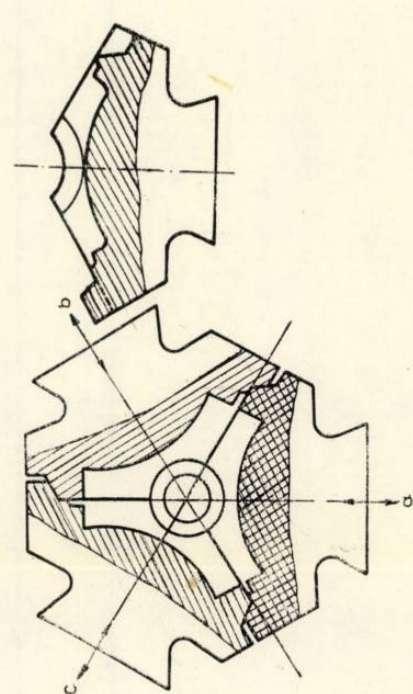


Fig. 6. Mașină de matrițat spațial (schemă)

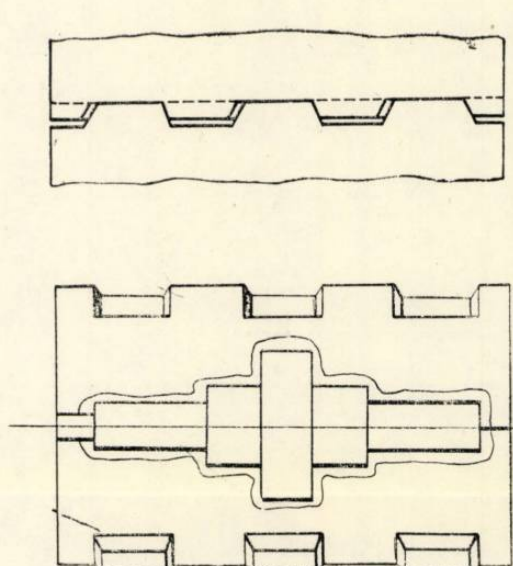


Fig. 7. Matrițe tripartite autocentrante pentru matrișarea spațială.

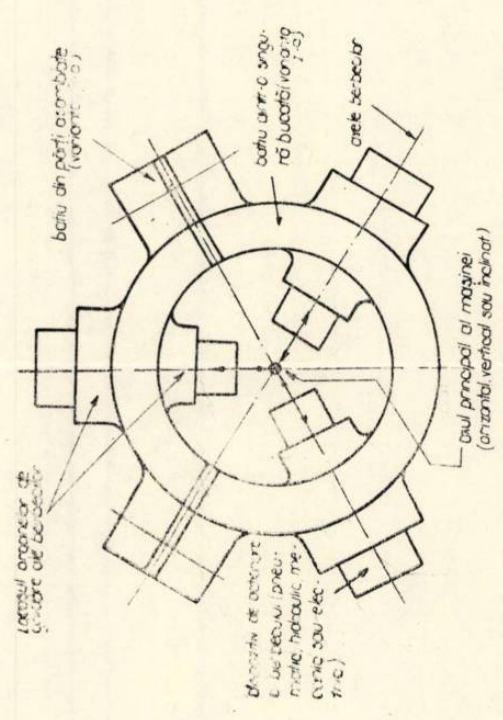


Fig. 8. Mașină de matrițat spațial — schema de ansamblu.

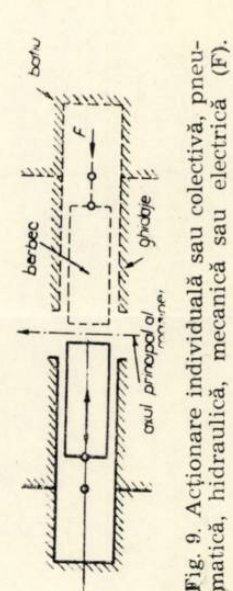


Fig. 9. Acționare individuală sau colectivă, pneumatică, hidrolică, mecanică sau electrică (F).

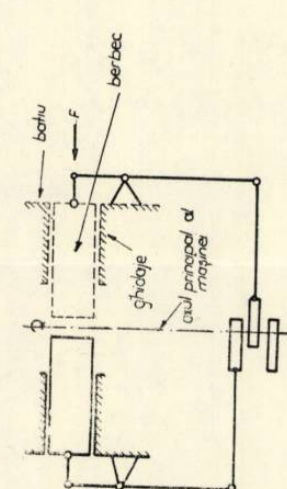


Fig. 10. Acționare cu excentrice și motor electric, etc.

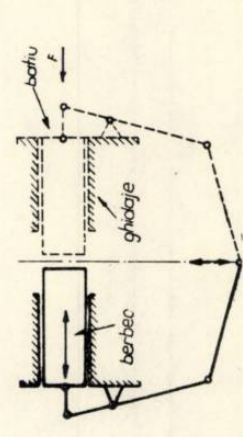


Fig. 11. Acționare centralizată pneumatică, hidrolică, mecanică sau electrică (F).

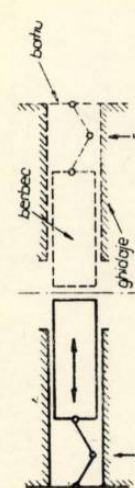


Fig. 12. Acționare individuală sau colectivă (pneumatică, hidrolică, mecanică sau electrică) (F).

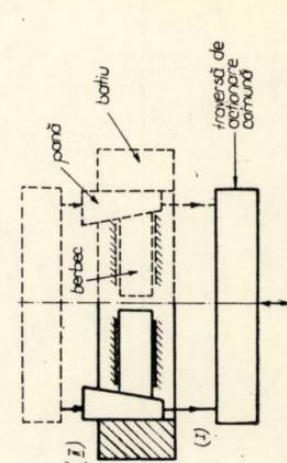


Fig. 13. Acționare centralizată, pneumatică, mecanică sau electrică, cu două variante (I + II) prin tracțiune activă (I) sau prin presare activă (II).

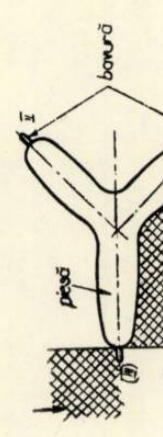


Fig. 14. Debavurare succesivă, bavură cu bavură.

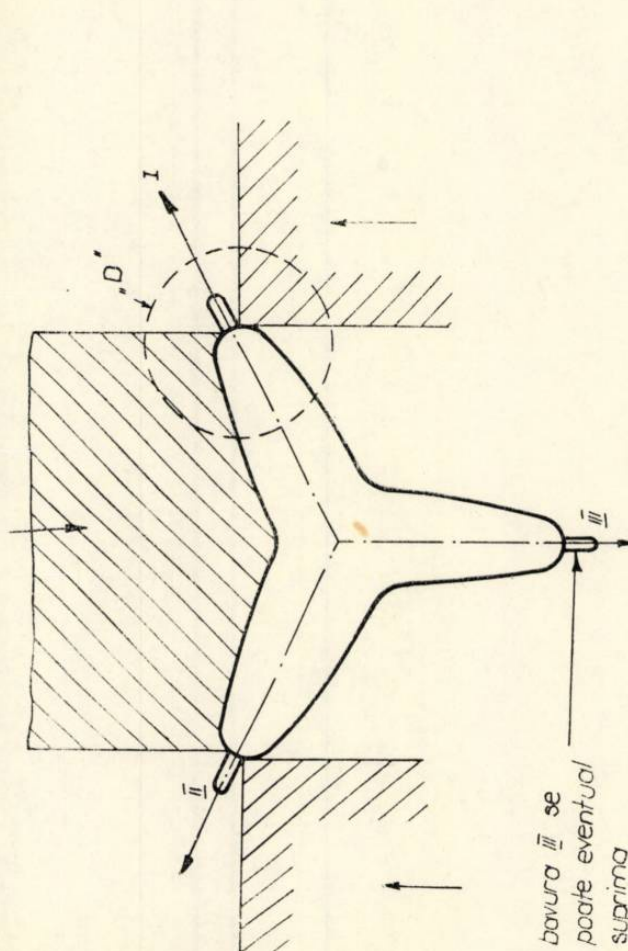


Fig. 15. Debavurare simultană a două bavuri.

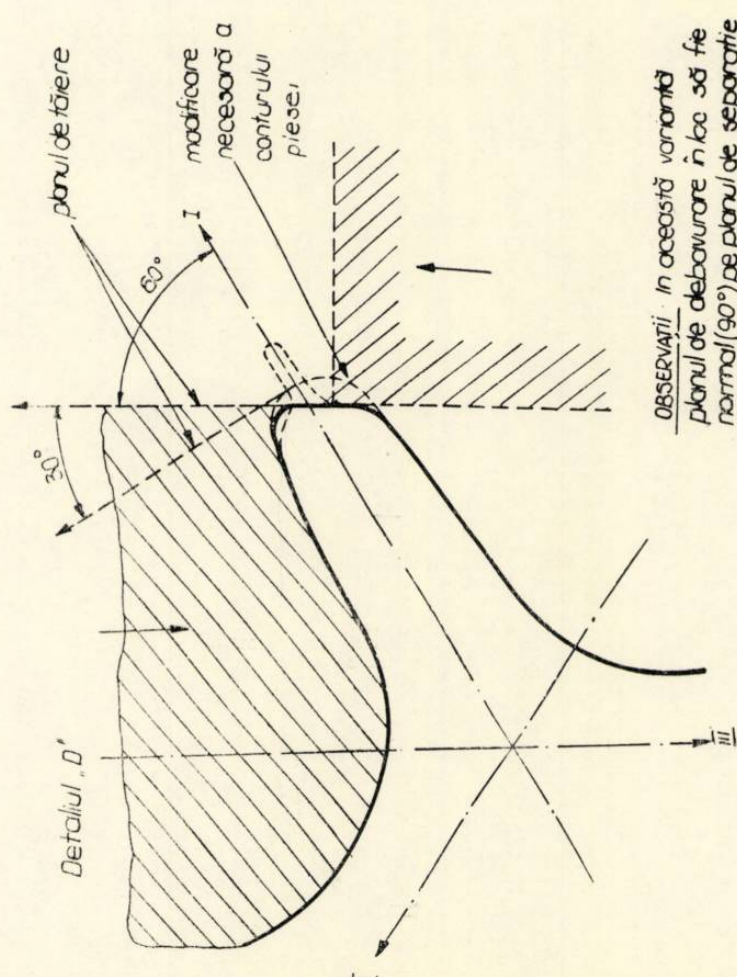


Fig. 16. Debavurare simultană a trei bavuri.

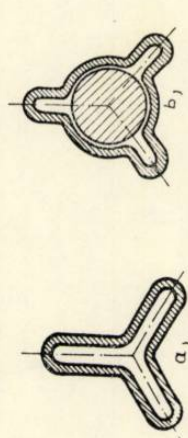


Fig. 17. Prelucrarea semifabricatelor cave fără mandrin (a) sau cu mandrin (b).

STUDIU CRITIC ASUPRA SISTEMELOR DE PRINDERE, IZOLARE ȘI RĂCIRE ALE CAPETELOR DE ELECTROZI DE LA CUPTOARELE ELECTRICE CU ARC, UTILIZATE LA ELABORAREA OȚELURILOR

JAKAB EMERIC, POPOVICI VIRGILIU

GENERALITĂȚI

În cadrul siderurgiei, un loc de frunte îl ocupă elaborarea oțelurilor. Acest loc este determinat de volumul și calitatea mereu crescândă a producției de oțel.

Volumul producției de oțel a fost determinat de dezvoltarea continuă a industriei constructoare de mașini, impusă și ea de dezvoltarea celorlalte ramuri industriale.

Urmărind producția mondială de oțel sînt demne de reținut cîteva cifre : în anul 1920 — 70 milioane tone, 1940 — 140 milioane tone, 1960 — 350 milioane tone, iar pentru 1975 se prevăd 630 milioane tone.

În privința procedeelor de fabricare a oțelului, datele din literatură arată că procedeul cu ponderea cea mai mare este la ora actuală încă procedeul Siemens-Martin. Spunem încă, deoarece din anul 1950 producția de oțel S-M. a început să scadă, odată cu creșterea continuă a ponderii producției de oțel electric, iar din 1955 și din cauza creșterii ponderii producției de oțel de convertizor.

Aceste observații cu caracter general sînt valabile și pentru țara noastră atît în privința oțelului electric cît și în privința oțelului de convertizor elaborat cu oxigen.

Prezenta lucrare își propune îmbunătățirea sistemului de prindere, izolare electrică și răcire a capetelor de prindere ale electrozilor la cuptoare

rele electrice cu arc de tip DSN-3, folosite la elaborarea oțelurilor, deci la utilaje care prezintă un mare viitor în oțelării.

Studierea situației vechi, necesitatea îmbunătățirilor aduse sistemelor amintite, experimentarea diverselor variante, precum și soluțiile adoptate se bazează pe cercetările întreprinse de tov. ing. Popovici Virgiliu în cadrul turnătoriei de oțel a Uzinei „Tractorul” Brașov în perioada octombrie 1966 — martie 1967.

Sistematizarea datelor obținute, materializate în soluțiile adoptate, s-a făcut în vederea publicării lor, pentru a le pune la dispoziția celor interesați, ținând cont de eficiența tehnică și economică a situației actuale comparativ cu situația veche.

1. DESCRIEREA SITUAȚIEI VECHI

Turnătoria de oțel a Uzinei „Tractorul” Brașov este echipată cu cupatoare electrice cu arc de tip Hèroult marca DSN-3 de capacitate nominală 3 t., utilizate prin modificările făcute pentru 5 t.

Pentru formarea arcului cuptorul folosește 3 electrozi din cărbune grafitat cu $\varnothing$ 225 sau 300 mm, având rezistivitatea între 9,2—9,8 Ω m, de proveniență indigenă sau de import. Susținerea electrozilor în poziție de lucru se realizează cu ajutorul unor capete de prindere și al unui mecanism de strângere, conform fig. 1 (Nr. desen 22-01-0410-00). Lungimea de lucru a electrozilor necesită asamblarea a doi-trei electrozi cu ajutorul unor nipluri, ajungând astfel la o coloană uneori chiar pînă la 4 m și greutate cca. 250 kgf.

a) Sistemul de prindere al electrozilor prezintă următoarele defecte importante:

— capul port electrod poz. 1 (fig. 1) realizat prin turnare din OT55-2 și uzinat pe suprafața de contact cu electrodul, datorită dimensiunilor și forme constructive, nu asigură un contact intim pe toată suprafața prelucrată în acest scop. Aceasta datorită faptului, că pentru realizarea unei strângeri mai bune, a coloanei electrodului, suprafața de contact este striată pe toată înălțimea capului, lucru ce favorizează ruperea electrodului la o apăsare mai puternică a bacului de strângere (poz. 31). Această stare de lucruri există și fără o influență termică, nefavorabilă asupra capului port electrod, lucru inevitabil în exploatare;

— capul port electrod în timpul lucrului se încălzește la temperaturi în jur de 550—600°C sub influența radiației termice și a formării unor arcuri secundare, deformîndu-se în direcția apăsării, luînd o formă ovală. În aceste condiții suprafața de contact a capului cu electrodul se micșorează, iar în locurile fără contact capul se distruge, prin topire, sub influența arcurilor secundare ;

— prin ovalizarea capului port electrod și prin distrugerea suprafeței de contact striată, se micșorează forța de apăsare reală a bacului de strângere (acționat de un resort) și totodată aderența dintre electrod și cap, provocînd alunecarea coloanei de electrozi sub greutatea proprie ;

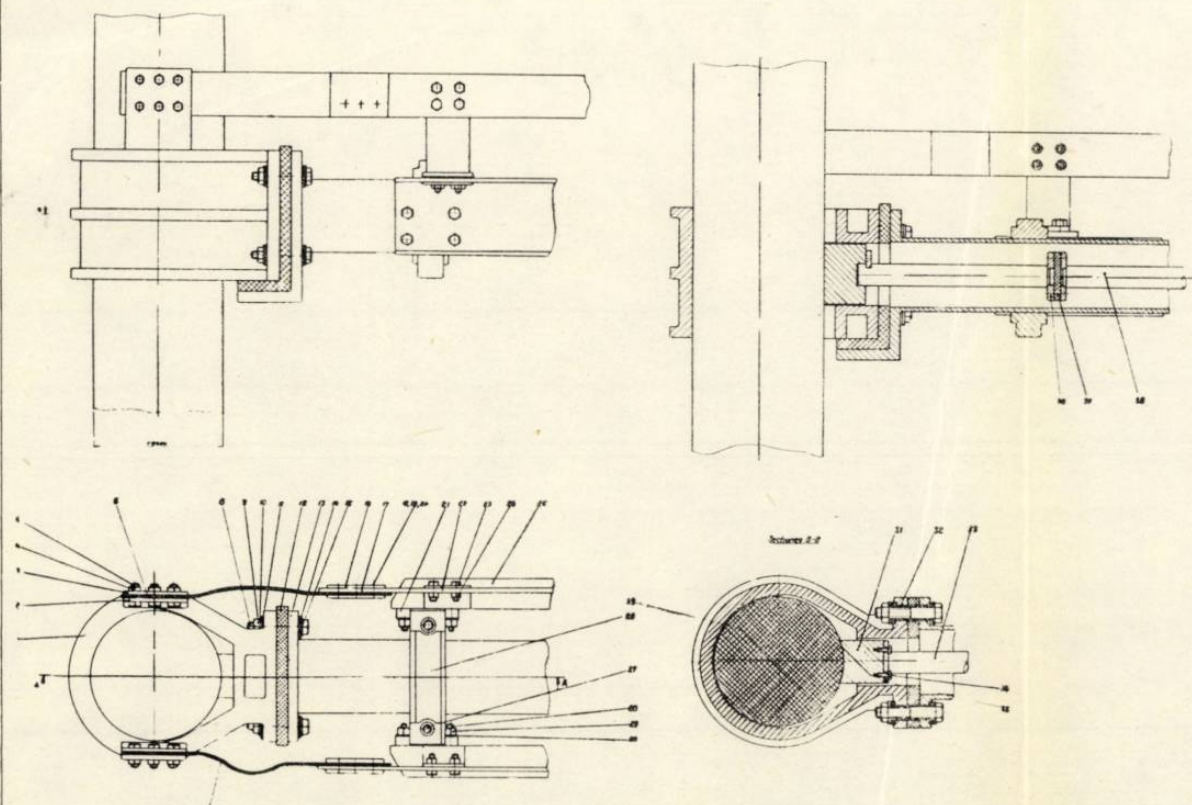


Fig. 1 (22-01-0410-00)

39	Electrod	STAS	1	Cărbune grafitat	
38	Tijă mecanism strângere	22-01-0410-38	1		
37	Placă izolatoare	22-01-0410-37	1	Sticlă textolit	
36	Flanșă tijă bac	22-01-0410-36	2		
35	Placă fixare	22-01-0410-35	1		
34	Șurub hexag. M14×50	STAS	2		
33	Tijă de bac	22-01-0410-33	1		
32	Tub izolație	22-01-0410-32	6	Azbo ciment	
31	Bac de strângere	22-01-0410-31	1	OT60-2	Turnat
30	Rondelă de sigur. N16	STAS	4		
29	Piuliță M16	STAS	4		
28	Șurub M16×100	STAS	4		
27	Prezon M20×150	STAS	2		
26	Bridă de fixare	22-01-0410-26	1		
25	Cărucior electrod	22-01-0410-25	1		
24	Piuliță hexagonală M16	STAS	4		
23	Șurub cap hexag. M16×60	STAS	4		
22	Suport bară curent	22-01-0410-22	2		
21	Suport lateral	22-01-0410-21	2		
20	Rondelă siguranță N12	STAS	4		
19	Piuliță hexag. M12	STAS	4		
18	Șurub hexag. M12×30	STAS	4		
17	Bară pentru curent	22-01-0410-17	2		
16	Eclise fixare tole	22-01-0410-16	4		
15	Șaibă brută A24	STAS	4		
14	Rondelă izolatoare	22-01-0410-14	4	Azbo ciment	
13	Corp suport	22-01-0410-13	1	OT55-2	Turnat
12	Placă izolatoare	22-01-0410-12	1	Azbest Azbo ciment	
11	Rondelă izolatoare	22-01-0410-11	4		
10	Rondelă siguranță N24	STAS	12		
9	Piuliță hexag. M24×140	STAS	4		
8	Șurub cap hexagonal	STAS	4		
7	Tole pt. curent stînga	22-01-0410-07	3	CuE	Laminat
6	Tole pt. curent dreapta	22-01-0410-06	3	CuE	Laminat
5	Șurub cap hexag. M16×60	STAS	4		
4	Piuliță hexag. M16	STAS	4		
3	Eclisă prindere tole	22-01-0410-03	2		
2	Suport de prindere	22-01-0410-02	2		Sudat
1	Cap port electrod	22-01-0410-01	1	OT55-2	Turnat

Poz.	Denumirea	Nr. desen sau STAS	Buc.	Material	Obs.	Greutatea
------	-----------	-----------------------	------	----------	------	-----------

— pentru mărirea capacității de susținere a capului port electrod, flanșa corpului suport poz. 13, (fig. 1) este prevăzută la partea inferioară cu o nervură orizontală profilată. Acest lucru este inutil în urma verificărilor făcute asupra șuruburilor de strângere a capului port electrod.

b) Sistemul de izolare electrică prezintă de asemenea anumite defecțiuni dintre care mai însemnate sînt:

— placa izolatoare poz. 12 (fig. 1) montată între capul port electrod și corpul suport de formă constructivă în unghi la 90° , executată din azbest sau plăci azbo-ciment, în condițiile de exploatare se distruge prin deshidratare, favorizînd formarea arcurilor secundare.

Pentru realizarea grosimii prescrise a plăcii izolatoare (grosimi 30—35 mm) se folosesc 2—3 plăci de grosimi uzuale, iar la azbo-ciment fasonarea și montarea plăcii trebuie făcută cu mare atenție fiind casantă.

— tuburile izolatoare, poz. 32, precum și rondelele izolatoare poz. 11 și poz. 14 (fig. 1) fiind executate din azbo-ciment sau azbest, prezintă în exploatare defecte asemănătoare celor menționate pentru placa izolatoare (poz. 12) ;

— placa izolatoare poz. 37 executată din sticlo-textolit, în caz de defectare în exploatare (spargere sau străpungere) pentru înlocuire necesită demontarea capului port electrod, a bacului de strângere împreună cu tija (poz. 33), operație foarte anevoioasă ;

— suportul de prindere poz. 2, executat din oțel sudat pe capul port electrod, tolele pentru curent poz. 6 și poz. 7 executate din cupru electrolitic, sub influența căldurii gazelor evacuate se deformează favorizînd formarea unor arcuri secundare, care distrug prin topire de obicei tolele ;

— izolația suportilor barelor de curent poz. 17 plasate în apropierea capului port electrod se distruge atît din cauze termice cît și mecanice.

2. NECESITATEA ÎMBUNĂTĂȚIRILOR PROPUSE ȘI REALIZATE

Față de defecțiunile descrise la punctul 1, îmbunătățirile propuse se justifică după cum urmează :

— modificarea formei constructive a capului port electrod pentru a evita ruperea electrozilor, deformarea capului, alunecarea coloanei de electrozi și crearea posibilităților de răcire cu apă.

— modificarea sistemului de izolare electrică a părților aflate sub înaltă tensiune (110 kV) pentru a le depărta de zona cu temperatura maximă și pentru a evita pierderile de energie electrică, mărind randamentul electric al cuptorului.

— modificări aduse sistemului de strângere al electrozilor pentru realizarea forței de strângere necesară la diametre diferite de electrozi.

— realizarea sistemului de răcire cu apă sub presiune a capetelor de electrozi, pentru evitarea efectelor termice nefavorabile ale gazelor evacuate din cuptor.

3. VARIANTE PROPUSE ȘI EXPERIMENTATE

Pe baza necesităților rezultate din studiul deficiențelor situației vechi, s-a trecut la experimentarea mai multor soluții spre rezolvarea neajunsurilor semnalate.

a) Îmbunătățirea sistemului de izolare electrică în vederea înlăturării pierderilor de energie electrică și imposibilitatea formării arcurilor secundare.

— O primă încercare s-a făcut prin înlocuirea materialelor izolatoare folosite, cu materiale izolatoare de calitate mai bună. S-a constatat că datorită temperaturilor ridicate materialele izolatoare încercate se distrugteau asemănător cu cele folosite anterior, eventual după un timp ceva mai îndelungat.

b) Modificarea amplasării locurilor de izolare electrică prin despărțarea lor de zona cu temperaturi ridicate, folosind materiale electroizolante de calitate superioară. Această modificare a dat rezultate pozitive, dar nu satisfăcătoare întru totul.

c) Introducerea sistemului de răcire a capetelor port electrod. Este cea mai utilă soluție dintre toate modificările aduse, datorită faptului că a permis protejarea termică a capetelor port electrod, a întregului sistem de susținere a electrozilor, cât și a barelor pentru curent. Sistemul de răcire este cu apă sub presiune.

4. DESCRIEREA SITUAȚIEI ACTUALE

În urma studiului critic a rezultatelor variantelor propuse și experimentate, comparativ cu situația veche în situația actuală, fig. 2, desen Nr. 22-02-0410-00 și fig. 3 desen Nr. 22-03-0410-00 s-au realizat următoarele modificări esențiale privind :

a) Sistemul de prindere a electrozilor

— capul port electrod are o formă constructivă nouă. Este realizat tot prin turnare, din oțel carbon (OT55-2) prevăzut cu nervuri de întărire la capete. Are un locaș inelar, în care circulă apa de răcire. Din turnare acest locaș rezultă deschis, iar pentru realizarea camerei de răcire, locașul se închide cu o placă profilată din oțel, sudată electric pe tot conturul, de capul port electrod poz. 13, fig. 3.

— pentru o fixare mai bună a electrodului, bacul de strângere poz. 2, fig. 2, s-a modificat dimensional atât pe direcția de apăsare cât și de-a lungul contactului cu generatoarea electrodului. Ambele dimensiuni s-au majorat cu circa 20 mm fiecare. Prin mărirea suprafeței de contact, presiunea specifică a scăzut, eliminând ruperile de electrod în porțiunea bacului de strângere.

— s-a modificat construcția corpului suport poz. 10, fig. 2 prin eliminarea nervurii orizontale profilate, ușurându-l cu cca. 1500 gf. Acest

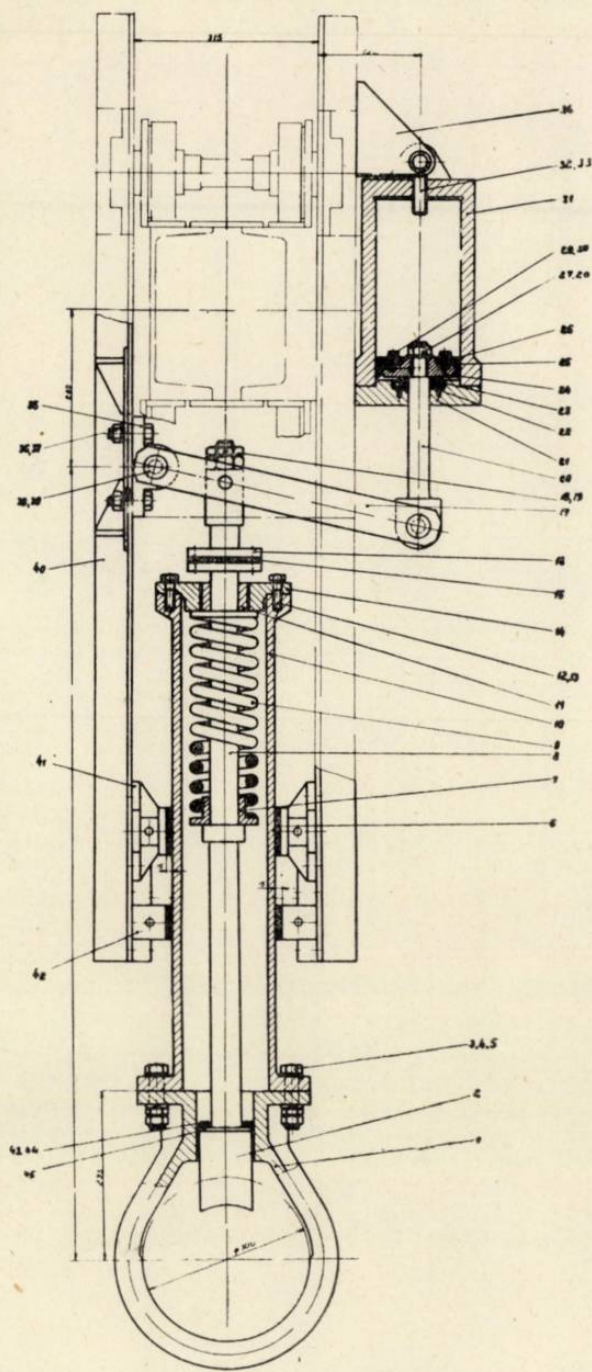


Fig. 2 (22-02-0410-00)

45	Placă de fixare	22-02-0410-45	1		
44	Rondelă de siguranță N16	STAS	2		
43	Șurub M16×50	STAS	2		
42	Reazem față	22-02-0410-42	2		
41	Reazem lateral spate	22-02-0410-41	2		
40	Cârucior electrod	22-02-0410-40	1		
39	Cui spintecat	STAS	1		
38	Bolț pîrghie	22-02-0410-38	1		
37	Piuliță M16	STAS	2		
36	Șurub M16×100	STAS	2		
35	Articulație pîrghie	22-02-0410-35	1		
34	Nervură	22-02-0410-34	1		
33	Contrapiuliță M24	STAS	1		
32	Șurub de reglare M24	STAS	1		
31	Corp piston presare	22-02-0410-31	1	OT55-2	Turnat
30	Rondelă de siguranță N8	STAS	2		
29	Șurub M8×20	STAS	2		
28	Șaibă brută A20	STAS	2		
27	Piuliță M20	STAS	1		
26	Flanșă	22-02-0410-26	1		
25	Garnitură	22-02-0410-25	1		
24	Piston	22-02-0410-24	1		
23	Șurub cu cap cil. M6×20	STAS	4		
22	Garnitură	22-02-0410-22	1		
21	Capac	22-02-0410-21	1		
20	Tijă piston	22-02-0410-20	1		
19	Cui spintecat	STAS	1		
18	Piuliță hexagonală M30	STAS	2		
17	Pîrghie	22-02-0410-17	1		
16	Flanșă	22-02-0410-16	1		
15	Placă izolatoare	22-02-0410-15	2	Sticla	
14	Placă de bază	22-02-0410-14	1	textolit	
13	Rondelă de sigur. N16	STAS	4		
12	Șurub hexagonal M16×55	STAS	4		
11	Bucșă de reglare	22-02-0410-11	1		
10	Corp suport	22-02-0410-10	1	OT55-2	Turnat
9	Resort	22-02-0410-09	1		
8	Tijă	22-02-0410-08	1		
7	Bucșă de reazem	22-02-0410-07	1		
6	Manșon izolator	22-02-0410-06	4	Micanită	
5	Rondelă de sigur. N24	STAS	8	flexibilă	
4	Piuliță hexagon. M24	STAS	4		
3	Șurub cap hexag. M24×120	STAS	4		
2	Bac de stringere	22-02-0410-02	1		Turnat
1	Cap port electrod	22-02-0410-01	1	OT55-2	Turnat

Poz.	Denumirea	Nr. desen sau STAS	Buc.	Material	Obs.	pc uc. total	Greutatea
------	-----------	--------------------	------	----------	------	--------------	-----------

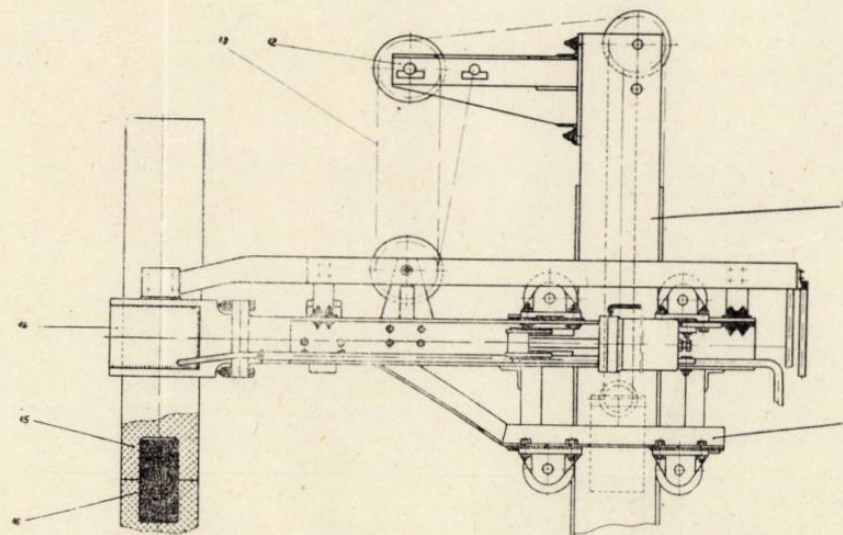


Fig. 3 (22-03-0410-00)

16	Niplu filetat pt. electrod	STAS	1	Cărbune grafitat	
15	Electrod	STAS	2	Cărbune grafitat	
14	Carcasă sudată	22-03-0410-14	1		
13	Cablu	STAS	1		
12	Consolă	22-03-0410-12	1		
11	Stîlp de susținere	22-03-0410-11	1		Subans.
10	Cârucior electrod	22-03-0410-10	1		Subans.
9	Cadru metalic legăt.	22-03-0410-03	1		Subans.
8	Motor electric	STAS	1		
7	Cilindru de presare	22-03-0410-07	1		Subans.
6	Rolă de echilibrare	22-03-0410-06	6		
5	Bară pt. curent	22-03-0410-05	1		
4	Corp suport	22-03-0410-04	1	OT55-2	Turnat
3	Conductă apă răcire	22-03-0410-03	1		
2	Tole pt. curent	22-03-0410-02	6	CuE	Laminat
1	Cap port electrod	22-03-0410-01	1	OT55-2	Turnat

Poz.	Denumirea	Nr. desen sau STAS	Buc.	Material	Obs.	Greutatea
------	-----------	--------------------	------	----------	------	-----------

lucru a fost posibil, deoarece capul port electrod în situația actuală este fixat rigid de corpul suport fără material electroizolant intermediar.

— tija mecanismului de strângere poz. 8, fig. 2 este executată dintr-o bucată, flanșa cu placa izolatoare fiind amplasată în afara corpului suport. În aceste condiții se asigură o depanare simplă în caz de avarii.

— cilindrul de presare poz. 7, fig. 3 este modificat dimensional, pentru a asigura retragerea corespunzătoare a bacului de strângere atunci când coloana de electrozi trebuie manevrată pe verticală.

b) Sistemul de izolare electrică

— capul port electrod este izolat electric prin placa izolatoare poz. 15, fig. 2 și manșoanele izolatoare poz. 6, fig. 2. Astfel s-a eliminat sistemul defectuos de izolare descris la punctul 1. Placa izolatoare (poz. 15) este realizată din sticlo-textolit, fiind prelucrată la cotele din desen, avînd 6 găuri prin care trec șuruburile de strângere. Manșoanele izolatoare (poz. 6) sînt executate din micanită flexibilă de proveniență indigenă. Forma lor se obține prin înfășurarea materialului din bandă de micanită pe corpul suport în cel puțin două straturi.

— izolația barelor de curent (poz. 5, fig. 3) se realizează tot cu micanită flexibilă, eliminînd azbestul folosit anterior.

c) Sistemul de răcire

Cercetările privind realizarea sistemului de izolare electrică nu au dat rezultate satisfăcătoare atîta timp, cît nu s-a eliminat influența temperaturilor ridicate asupra acestui sistem. Acest lucru în final s-a realizat în parte prin depărtarea locurilor de izolare de zona cu temperaturi ridicate și prin introducerea răcirii forțate cu apă a capetelor port electrod.

Ca punct de plecare în determinarea cantității necesare de apă pentru răcire a fost menținerea temperaturii apei la ieșire în jur de 40°C, lucru de altfel realizat prin alimentarea cu apă de la rețea a capului port electrod, printr-o conductă cu diametrul interior de un țol. Durabilitatea capului de prindere răcit cu apă crește de cel puțin 5 ori, lucru oglindit prin scăderea necesarului de piese de schimb.

5. EFICIENȚA ECONOMICĂ A ÎMBUNĂTĂȚIRILOR ADUSE

Pentru a avea o imagine completă a eficienței economice în cazul studiului efectuat și a îmbunătățirilor aduse ar fi fost necesar, să se urmărească comparativ următorii indicatori tehnico-economici:

- producția de oțel lichid,
- consumul de energie electrică,
- consumul de electrozi,
- consumul de materiale (metalice, electroizolante),
- consumul de manoperă.

Acest lucru s-a făcut numai la o parte din indicatorii enumerați și anume la: producția de oțel lichid, consumul de electrozi și consumul de manoperă.

La acești indicatori efectul economic a fost studiat în perioada 1.04.1967 — 31.03.1968 și a rezultat o economie postcalculată de 664.822 lei/an. Această sumă se datorește creșterii producției de oțel lichid cu 3569 t, scăderii consumului specific de electrozi cu 1,084 kg/t oțel lichid și scăderii consumului de manoperă cu 0,4 ore pentru fiecare șarjă.

Calculul nu a ținut cont de utilizarea electrozilor de diferite mărci, luînd ca bază de calcul prețul unitar unic, referitor la electrozii „Carbochim” Cluj de diametre $\varnothing$ 225 mm.

Desigur, dacă calculul s-ar fi extins și asupra celorlalți indicatori, eficiența economică a îmbunătățirilor aduse, ar fi depășit suma realizată, lucru care justifică în plus generalizarea modificărilor realizate la toate cuptoarele de acest tip.

Concluzii

a) Sistemul de prindere, izolare electrică și răcire a capetelor de prindere ale electrozilor la cuptoarele electrice cu arc de tip DSN-3 prezintă deficiențe importante, care reduc randamentul și productivitatea cuptoarelor datorită unor perturbări în exploatare.

b) Funcționarea îndelungată, observarea atentă a acestor tipuri de cuptoare, au evidențiat performanțe tehnice remarcabile privind posibilitățile de elaborare, de întreținere și exploatare, lucru ce justifică prezentul studiu și aplicarea lui practică.

c) Din cercetările efectuate a rezultat că în ansamblu îmbunătățirile aduse sînt dependente funcțional de realizarea unui sistem de răcire corespunzător al capetelor port electrod.

d) Dacă în exploatare se constată pierderi de energie electrică, formarea unor arcuri secundare, topiri locale, perforarea conductelor de răcire, blocarea mecanismului de strîngere a electrozilor etc., defecțiuni inerente în cazul adaptării unor improvizații constructive mai ales din cauza lipsei de materiale corespunzătoare, modificările descrise își pierd eficacitatea.

e) Studiul efectuat se poate aplica la cuptoarele cu arc direct, trifazat, de capacități diferite de a celor cercetate, asigurînd astfel exploatarea lor mai rațională.

Autorii ar fi mulțumiți dacă prezentul studiu și modificările propuse, ar găsi teren de aplicare și în alte unități industriale ale căror rezultate ar completa cele expuse.

Zusammenfassung

In der Arbeit wird eine Analyse der wichtigsten im Betrieb der Lichtbogen-Schmelzöfen auftretenden Unzulänglichkeiten der genannten Systeme gemacht. Es werden die zur Beseitigung der Unzulänglichkeiten vorgeschlagenen und experimentierten Varianten beschrieben, sowie eine technisch-ökonomische Rechtfertigung der gewählten Lösungen. Die Arbeit kann als Ausgangsbasis für die Modernisierungsarbeit der Lichtbogen-Schmelzöfen für Stahl dienen.

Bibliografie

1. A. RĂU, D. COSMA, GH. ILIN: *Elaborarea oțelului în cuptoare electrice cu arc*, București, Ed. tehnică, 1967.
 2. A. RĂU: *Elaborarea oțelurilor*, București, Ed. tehnică, 1963.
 3. I. N. RABOTNOV: *Fluaajul elementelor construcțiilor*, Moskva, Izdatelstvo „Nauka“, 1966.
 4. *Catalog de produse al F.C.M.E.*, București, 1966—1967.
 5. ION STĂNESCU, VOICU TACHE: *Proiectarea și construcția dispozitivelor*, București, E.D.P., 1964.
 6. F. P. EDNERAL: *Elektrometalurgia stali i ferrosplavov*, Moskva, Metalurghizdat, 1955.
 7. M. A. GLINKOV: *Bazele teoriei generale a cuptoarelor*, Moskva, Metalurghizdat, 1962.
 8. V. A. KRIVANDIN ș.a.: *Cuptoare metalurgice*, Moskva, Metalurghizdat, 1962.
-

22 decembrie 1969.

Zusammenfassung

In der Arbeit wird eine Analyse der wichtigsten im Bereich der Lichtbogen-
 Schweißverfahren durchgeführten Untersuchungen der verschiedenen Systeme gemacht. Es
 werden die zur Bestimmung der Eigenschaften der verschiedenen vorgeschlagenen und experi-
 mentell untersuchten Systeme sowie eine technische-ökonomische Untersuchung
 der gewählten Lösungen. Die Arbeit kann als Ausgangsbasis für die Weiter-
 entwickelung der Lichtbogen-Schweißverfahren für Stahl dienen.

Bibliografie

1. A. KAE, D. GOSSEL, W. ILL: Elektroden spielen in der Lichtbogen-Schweißung eine wichtige Rolle. Ed. Technik, 1967.
2. A. KAE: Elektroden für die Lichtbogen-Schweißung. Ed. Technik, 1967.
3. E. N. KALITVNIKOV: Elektroden für die Lichtbogen-Schweißung. Moskau, Isdatel'stvo "Mashin", 1966.
4. Catalogue de produits de F.C.M.A. Boulogne, 1966-1967.
5. JON ST/VESEL, VOULE TACHE: Protection et consommation des électrodes. Ed. 1967.
6. E. P. KALITVNIKOV: Elektroden für die Lichtbogen-Schweißung. Moskau, Mashin-Ed., 1967.
7. M. A. GILBERT: Electrodes pour la soudure à l'arc. Moskau, Mashin-Ed., 1967.
8. V. A. KALITVNIKOV: Electrodes pour la soudure à l'arc. Moskau, Mashin-Ed., 1967.

22. Dezember 1968

STUDIUL VARIAȚIEI FORȚEI AXIALE ȘI A MOMENTULUI DE TORSIUNE LA BURGHIEREA ALIAJULUI ZT AL 4 CU 1

LEOPOLD SAUER, GHERMAN DRĂGHICI, ION POPESCU, MARIANA GURGUI,
NICOLAE IVAN

1. GENERALITAȚI

Cunoașterea forțelor de așchiere este indispensabilă pentru exploatarea rațională a mașinilor-unelte întrucât determină solicitarea cuplului mașină-uneltă-sculă. Studiul dependenței forțelor de așchiere servește în mare măsură la obținerea unor rezultate utile legate de prelucrabilitatea materialelor.

Deși literatura de specialitate prezintă o serie de lucrări în legătură cu forțele de așchiere la burghierea cu burghie elicoidale, în majoritatea dintre acestea se neglijează influența vitezei de așchiere asupra mărimii forțelor, ceea ce în cazul aliajelor ușoare poate duce la erori sensibile.

În general forța axială și momentul de torsiune sînt exprimate în funcție de avans s și de diametrul burghiului D ($t = \frac{D}{2}$), sau în funcție de mărimi deduse din acestea, și anume de grosimea de așchiere „ a ” și de lățimea de așchiere „ b ” (fig. 1).

$$P = C_1 \cdot s^{x_1} \cdot L^{y_1} \quad [\text{kgf}] \quad (1)$$

$$M = C_2 \cdot s^{x_2} \cdot D^{y_2} \quad [\text{kgf} \cdot \text{cm}]$$

sau

$$P = D \cdot a^{w_1} \cdot k_{sp} \quad (2)$$

$$M = b \cdot a^{w_2} \cdot k_{su} \cdot l$$

unde :

$$b = \frac{D}{2 \sin \alpha}; \quad a = \frac{s}{2} \sin \alpha$$

- C_1, C_2 — constante care caracterizează materialul ;
 k_{sp} și k_{sm} — forța de așchiere specifică pentru o secțiune de așchiere de 1 mm^2 în direcția forței axiale, respectiv a momentului de torsiune.
 l — brațul cuplului de forțe P_z .

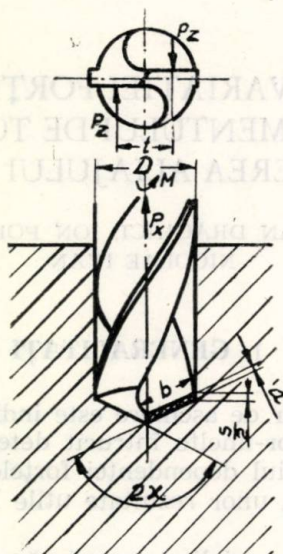


Fig. 1. Forța axială și momentul de torsiune la burghiere.

După cum reiese din relațiile indicate, influența vitezei de așchiere asupra forței axiale și a momentului de torsiune nu a fost luată în considerare. Dacă la strunjire influența vitezei de așchiere asupra forțelor poate fi considerată suficient de clarificată, la burghiere datele sînt încă incomplete, indicîndu-se în unele lucrări doar o influență neînsemnată a vitezei în domeniul $20 \div 30 \text{ m/min}$.

Din acest motiv prezenta lucrare își propune studiul variației forței axiale și a momentului de torsiune la burghierea cu burghie elicoidală, în funcție de mărimile de așchiere și anume: avans, adîncimea de așchiere (diametrul burghiului) și viteza de așchiere pentru un aliaj de zinc cu aluminiu.

2. METODICA DE CERCETARE

Încercările au fost efectuate pe epruvete cu diametrul de 30 mm din ZT Al 4 Cu 1 (STAS 6925-61) turnat sub presiune, avînd compoziția Al 3,5 ÷ 4,3 %, Cu 0,75 ÷ 1,25 %, Mg. 0,03 ÷ 0,06 %, restul Zn.

Au fost utilizate burghie elicoidale din oțel rapid avînd diametrele cuprinse între limitele 13 ÷ 20 mm. Geometria părții așchietoare a fost specifică sculelor pentru găurirea aliajelor neferoase și anume: $2\alpha = 140^\circ$ și $\omega = 35^\circ$. Ascuțirea burghiilor a fost realizată după metoda conului imaginar, fără ascuțiri suplimentare.

Obținerea unor rezultate cît mai precise este condiționată de existența unei geometrii identice la toate sculele folosite, deoarece modificările parametrilor geometrici introduc modificări ale forței axiale și momentului de torsiune. Astfel, mărirea unghiului elicei ω , produce mărirea unghiului γ , ceea ce duce la micșorarea forței axiale și a momentului de torsiune, ca urmare a micșorării lucrului de deformare și a lucrului de frecare pe fața de degajare. La valori ale lui ω peste 40° apar însă vibrații și frecările mari ce au loc pe fața de așezare produc o creștere a forței și a momentului.

Micșorarea unghiului de atac α , duce la mărirea componentei P_x , deci a momentului de torsiune, în schimb forța axială se micșorează. La valori mici ale unghiului α , forța axială și momentul de torsiune cresc datorită creșterii frecărilor pe fața de așezare.

În sfîrșit, creșterea lungimii tăișului transversal cu geometria lui nefavorabilă, implică mărirea forței axiale.

Acestea au fost motivele care au condiționat o ascuțire riguros identică a sculelor utilizate la încercări.

S-a lucrat într-un domeniu de avansuri cuprins între limitele 0,13 ÷ 0,31 mm/rot., iar pentru vitezele de așchiere între 20 ÷ 120 m/min.

Rezultatele experimentale corespund unor încercări de burghiere în găuri înfundate cu lungimi de găurire de $l = 1,5 \cdot D$. La determinarea mărimilor forței axiale și a momentului de torsiune s-a utilizat un dinamometru hidraulic construit în laboratorul de mașini unelte al Institutului în baza schemei de principiu arătată în fig. 2.

Arborele 1, solicitat de forța axială și de momentul de torsiune, acționează asupra dozei hidraulice 2, iar manometrul legat de această doză înregistrează a presiune proporțională cu forța axială. Momentul de torsiune se transmite prin arborele 1 la bara transversală 4 și de aici, prin pîrghiile 5, la dozele hidraulice 6. Indicațiile manometrului legat cu aceste doze sînt proporționale cu momentul de torsiune. Pentru cele două manometre au fost ridicate curbe de etalonare în coordonate [at] — [kgf], respectiv [at] — [kgf.cm].

3. REZULTATELE ÎNCERCĂRILOR

a) Influența avansului.

Acceptînd o variație a forței axiale și a momentului de torsiune în funcție de avans, diametru și viteză de așchiere, dată de relațiile (3),

$$P = C_1 \cdot s^{x_1} \cdot D^{y_1} \cdot v^{-z_1}$$

$$M = C_2 \cdot s^{x_2} \cdot D^{y_2} \cdot v^{-z_2} \quad (3)$$

rezultă că funcțiile $P = f(s)$ și $M = f(s)$ pentru diametrul și viteză constantă vor fi reprezentate sub forma unor drepte în coordonate logaritmice.

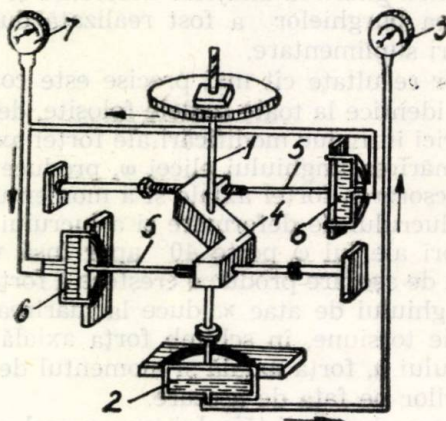


Fig. 2. Schema de principiu a dinamometrului hidraulic.

În scopul determinării valorilor exponenților x_1 și x_2 pentru materialul cercetat, au fost realizate măsurători ale forței axiale și momentului de torsiune pentru un anumit diametru al burghiului și pentru viteză constantă, urmînd a se înregistra rezultatele în coordonate logaritmice. De asemenea s-a verificat, prin mai multe serii de măsurători, că panta dreptei obținute prin variația avansului nu este influențată de mărimea diametrului sau de mărimea vitezei de așchiere constantă cu care se lucrează.

Diagramele trasate în fig. 3 și fig. 4 permit determinarea exponenților, care reprezintă de fapt coeficienții unghiulari ai dreptelor de variație a forței și momentului de torsiune în coordonate logaritmice. Astfel rezultă următoarele valori :

$$x_1 = \operatorname{tg} \alpha_p = 0,60$$

$$x_2 = \operatorname{tg} \alpha_M = 0,83$$

b) Influența diametrului burghiului.

Lucrîndu-se cu avans și viteză de așchiere constantă, s-au efectuat măsurători pentru o serie de diametre, cuprinse între limitele $13 \div 20$ mm, înregistrîndu-se o variație progresivă a forței axiale și a momentului de torsiune cu creșterea diametrului burghiului.

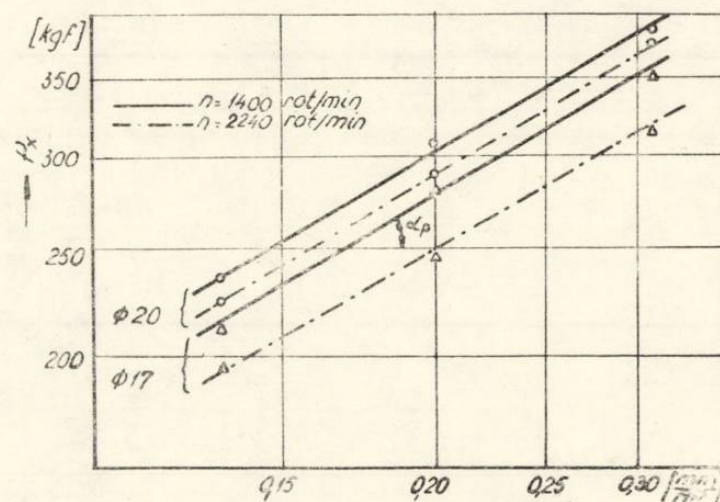


Fig. 3. Variația forței axiale în funcție de avans.

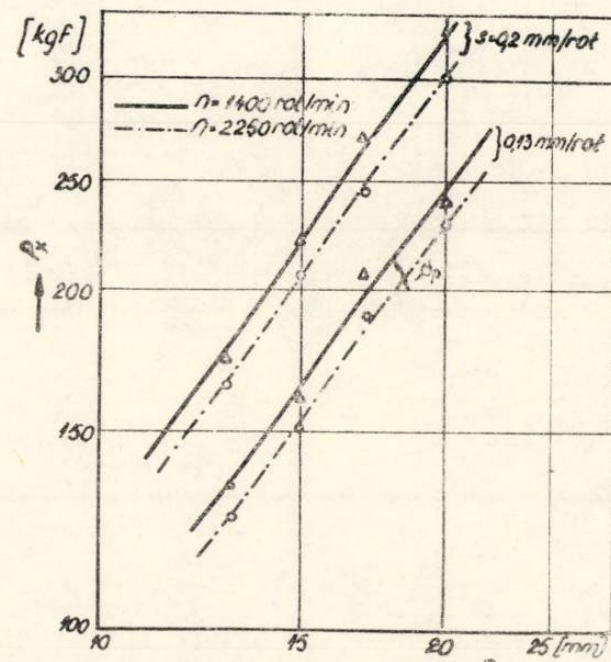


Fig. 5. Variația forței axiale în funcție de diametrul burghiului.

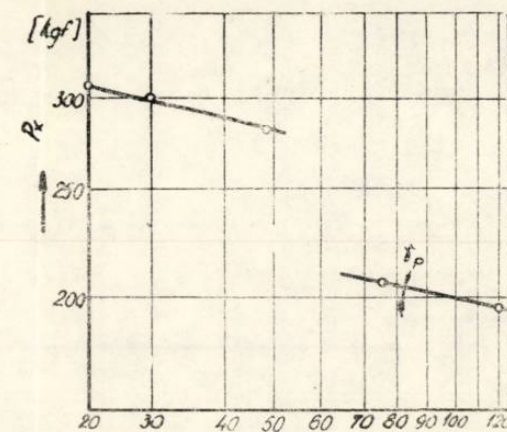


Fig. 7. Variația forței axiale în funcție de viteza de așchiere.

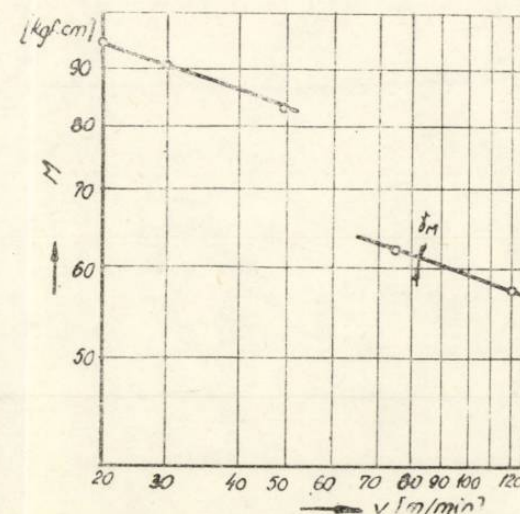


Fig. 8. Variația momentului de torsiune în funcție de viteza de așchiere.

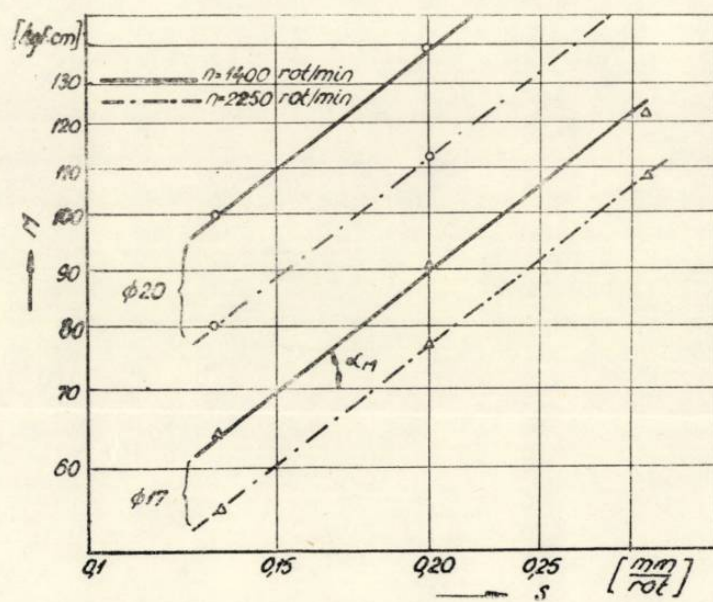


Fig. 4. Variația momentului de torsiune în funcție de avans.

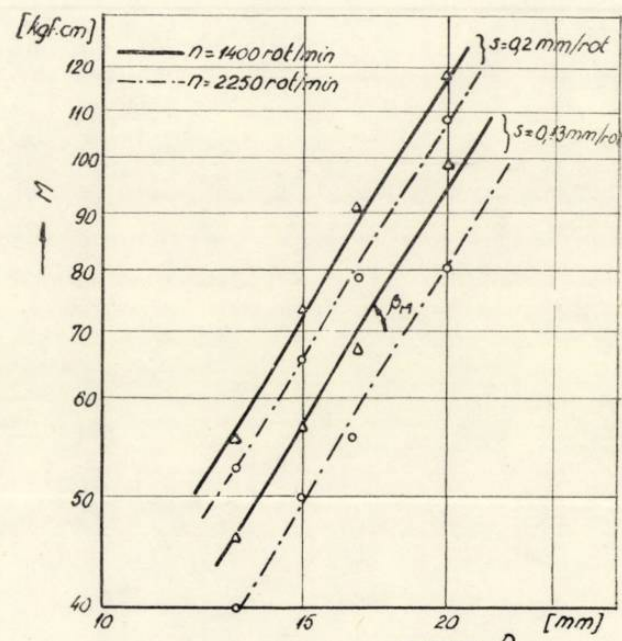


Fig. 6. Variația momentului de torsiune în funcție de diametrul burghiului.

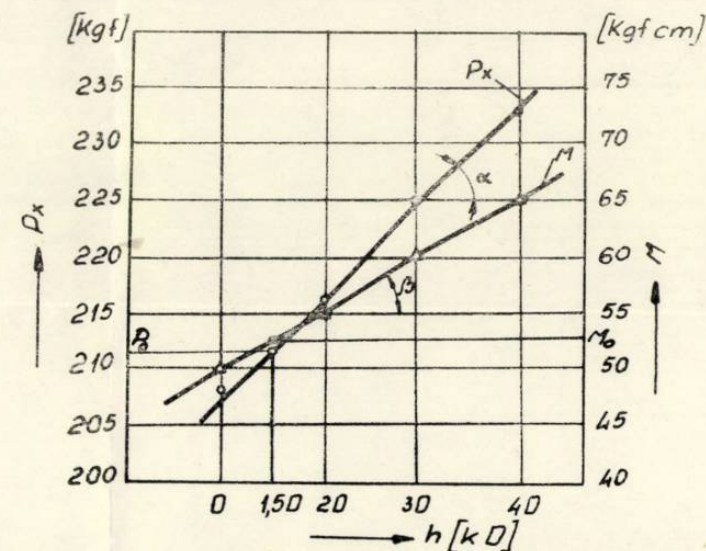


Fig. 9. Variația forței axiale și a momentului de torsiune în funcție de adâncimea găurii.

Și în acest caz, la modificarea avansului sau a vitezei de aşchiere constante cu care s-au făcut măsurătorile, nu s-a constatat nici o influență asupra înclinării dreptelor de variație a forței și momentului în funcție de diametru. Toate dreptele sînt paralele, iar exponentul diametrului rezultă:

$$y_1 = \operatorname{tg} \beta_p = 1,40$$

$$y_2 = \operatorname{tg} \beta_M = 1,72$$

d) Influența vitezei de aşchiere.

La cercetarea influenței vitezei de aşchiere asupra mărimii forței axiale și a momentului de torsiune trebuie să se țină cont de faptul că acestea rezultă din efectul comun al tășurilor principale, al tășului transversal și al tășurilor secundare de pe fațete.

Contribuția tășului transversal se caracterizează prin unghiul de degajare negativ, prin viteză de aşchiere micșorată pînă la zero, printr-o evacuare defectuoasă a așchiilor, deci prin condiții nefavorabile de aşchiere. Toți acești factori conduc la însemnate fenomene de frecare în zona tășului transversal.

Contribuția tășului secundar este concretizată în primul rînd printr-o frecare mărită, care crește odată cu creșterea adîncimii găurii prelucrate. De aceea, pentru a obține rezultate neinfluențate de această frecare pe tășurile secundare, toate măsurătorile au fost efectuate pentru lungimi de aşchiere egale cu $l = 1,5 \text{ D}$.

Este evident că, odată cu modificarea vitezei de aşchiere, condițiile în care are loc frecarea se schimbă și ele, deci se va înregistra o variație corespunzătoare a forței axiale și a momentului de torsiune.

Rezultatele experimentale pun în evidență pentru materialul cercetat, două domenii de viteze de aşchiere în care prelucrarea se realizează în condiții diferite, în ambele cazuri înregistrîndu-se o scădere a forței și momentului, la creșterea vitezei.

În domeniul $20 \div 60 \text{ m/min.}$ se constată existența unor valori mari ale forței axiale și momentului de torsiune, datorate fenomenului de aderență pe tăș care are loc la aceste viteze. Ca atare, la prelucrarea materialului studiat, se va evita această zonă de viteze de aşchiere unde proprietățile de aderență ale sale sînt foarte pronunțate.

La viteze care trec peste 60 m/min. , datorită creșterii temperaturii în zona de aşchiere materialul nu mai formează straturi de depunere pe tăș. În acest al doilea domeniu, valorile forței axiale și momentului de torsiune sînt mult mai mici, iar cu creșterea vitezei se constată o scădere a lor, datorită micșorării coeficientului de frecare în zona de aşchiere.

Din fig. 7 și 8 se observă că, deși influența vitezei asupra mărimii forței axiale și momentului de torsiune este mai mică decît influența avansului sau a diametrului burghiului, ea nu poate fi neglijată.

Pentru condițiile de aşchiere date, s-au determinat coeficienții :

$$-z_1 = -\operatorname{tg} \gamma_p = -0,25$$

$$-z_2 = -\operatorname{tg} \gamma_M = -0,30$$

Din experiențele efectuate, rezultă, pentru prelucrările prin găurire ale materialului cercetat, următoarele dependențe potențiale ale forței axiale și momentului de torsiune:

$$\begin{aligned} P &= 42,6 \cdot s^{0,60} \cdot D^{1,40} \cdot v^{-0,25} \text{ [kgf]} \\ M &= 115 \cdot s^{0,83} \cdot D^{1,72} \cdot v^{-0,30} \text{ [kgf} \cdot \text{cm]} \end{aligned} \quad (4)$$

e) Influența adâncimii găurii

După cum s-a arătat anterior, măsurătorile în urma cărora s-au obținut rezultatele prezentate în relațiile (4) s-au efectuat în toate cazurile pentru lungimi ale găurilor egale cu 1,5. D., în scopul eliminării influenței forței de frecare crescătoare asupra momentului de torsiune și forței axiale.

Această influență a fost studiată efectuându-se măsurători la diverse adâncimi h ale găurilor de diametrul 17 mm utilizând regimul de așchiere : $s = 0,13$ mm/rot și $n = 1400$ rot/min ($v = 75$ m/min.).

S-a constatat o creștere lineară a forței axiale și a momentului de torsiune în funcție de adâncime, conform relațiilor de mai jos :

$$\begin{aligned} P_x &= P_{x_0} \pm \Delta h \cdot \operatorname{tg} \alpha \\ M &= M_0 \pm \Delta h \cdot \operatorname{tg} \beta \end{aligned} \quad (5)$$

unde P_{x_0} , M_0 = forța axială, respectiv momentul, pentru determinări făcute, la adâncimea găurii $l = 1,5.D$.

Δh = variația adâncimii găurii măsurată în diametrii ($\Delta h = k.D$)

Zusammenfassung

In der Arbeit wird die Abhängigkeit der Axialkraft und des Drehmomentes vom Vorschub, Bohrerdurchmesser und Schnittgeschwindigkeit beim Bohren von Legierung ZTA1 4 Cu 1 untersucht. Desgleichen werden die Exponenten und Werkstoffkonstanten für den Aufbau der Axialkraft — und Drehmomentgleichungen ermittelt.

Bibliografie

1. L. SAUER — *Scule pentru prelucrarea găurilor*, Ed. tehnică, București, 1966.
2. A. M. VULIF : *Rezanie metallov* — Mașghiz, 1963.
3. Z. DUCA : *Bazele teoretice ale prelucrării pe mașini unelte*, Ed. didactică și pedagogică, București, 1969.

* * * *Memorator de metalurgie*, Ed. tehnică, București, 1965.

25 ianuarie 1970.

SISTEMUL DE CLASIFICARE U.H.B.

GHERMAN DRĂGHICI, CORNEL TODOR

Apărut ca urmare a acțiunii de organizare științifică a producției, sistemul de clasificare U.H.B. [1] este un clasificator uzinal, avînd însă un caracter general care-i permite aplicarea în orice uzină constructoare de mașini.

Modul de întocmire a clasificatorului îi asigură o stabilitate în timp, lucru extrem de important mai ales acum cînd progresele în domeniul tehnologiei și ale organizării sînt foarte mari.

În cele ce urmează se prezintă acest sistem de clasificare precum și avantajele pe care le poate conferi față de alte sisteme de clasificare mai cunoscute. (Sistemul de clasificare Optiz; V.P.T.I.T.; ZAFO; ZIF. VUSTE).

Față de sistemele enumerate, sistemul U.H.B. prezintă o serie de avantaje care sînt prezentate cu amănuntele necesare în lucrarea noastră [2].

Sistemul de clasificare U.H.B. este un clasificator constructiv-tehnologic, bazat pe sistemul zecimal, fiind format din zece coloane ceea ce îi conferă o suficientă diversificare a pieselor din punct de vedere al formei și al prelucrărilor, permițînd totuși o aplicare simplă a codului, posedînd și calitățile de manevrare ușoară datorită modului de scriere.

Acest clasificator împarte piesele în zece clase de formă, din care cinci clase aparțin pieselor de revoluție, o clasă aparține pieselor de revoluție cu axe curbe sau cu axe multiple, o clasă aparține pieselor cu pereți subțiri, două clase aparțin pieselor de formă paralelipipedică sau derivate ale acestora, iar ultima clasă aparține pieselor de formă complexă (carcase, batiuri, diferite piese speciale).

Codul este compus din două părți distincte. Primele opt coloane de cifre reprezintă codul de bază, iar următoarele două reprezintă codul suplimentar.

Codul de bază exprimă piesa din punct de vedere al formei, mărimii și al procesului tehnologic principal, ținând cont și de precizia maximă cu care trebuie realizată piesa, iar în codul suplimentar se prevede materialul cu tratamentul termic corespunzător precum și natura semifabricatului. Acest clasificator este destinat să servească atât în domeniul pregătirii fabricației (în proiectări cât și în serviciile tehnologice), cât și în programarea și realizarea fabricației.

Codul în sine reprezintă un complex de numere, care ține cont de existența unui sistem de noțiuni aranjate în mod sistematic, astfel ca să se poată obține toate informațiile necesare în toate domeniile de activitate ale uzinei.

Funcționarea întreprinderilor necesită în permanență un schimb de informații între diferitele sectoare de activitate.

Una din posibilitățile cele mai reprezentative de reprezentare a informațiilor sub o formă scurtă, concentrată și clară este tocmai codul.

Sub forma în care este prezentat un cod, poate fi mai lung sau mai scurt în funcție de cantitatea de informații pe care le conține. Mărimea codului are o importanță deosebită în realizarea obiectivelor propuse. Cu cât un cod posedă mai multe cifre cu atât conține o cantitate mai mare de informații despre obiectul pe care-l descrie. Dar și această cantitate de informații trebuie limitată pentru că la un moment dat o cantitate prea mare de informații devine inutilă, îngreunând astfel operativitatea circulației și a decodificării informației.

Analizând toate aceste aspecte s-a căutat alegerea unei variante optime, care se poate adapta cerințelor existente în uzinele noastre constructoare de mașini. Astfel, a apărut sistemul de clasificare U.H.B. Avantajul față de celelalte sisteme îl prezintă faptul că printr-un număr restrâns de cifre, prezintă o cantitate mare de informații, iar cantitatea de informații este repartizată în mod diferențiat, în funcție de clasa pieselor.

Sistemul de clasificare permite o descriere a pieselor în 802.000 timpuri constructive, și cu o mare varietate dimensională. Astfel piesele de revoluție au 30 de variante, piesele de revoluție cu porțiuni de alte forme 20 de variante, iar cele cu axe curbe au 10 variante. Avem 1000 variante dimensionale pentru piesele cu pereți subțiri, 20 pentru piesele paralelipipedice și 1000 pentru piesele complexe.

Sistemul de clasificare se prezintă în figurile de mai jos :

— CODIFICAREA PIESELOR CU FORME DE REVOLUTIE — COD DE FORMA SI PRELUCRARE — 3

Criterii de codificare si clasificare									
I. Forme generice	II. Diametri exteriori D	III. Forme caracterizate	IV. Forme intermediare	V. Forme de revolutie	VI. Danturi si cerneluturi	VII. Finisaj si prelucrare	VIII. Materiale	IX. Natura aplicabilă	
	0 D < 36 D [mm]	0	0	0	0	0	0 Fontă cenușie	0	Baza cilindrică de material sau dintr-un alt material
	1 36 < D < 75	1	1	1	1	1	1 Oțel cu C ≤ 50 [g/100]	1	Pieșă de foraj sau foraj, foraj, foraj sau foraj
	2 75 < D < 150	2	2	2	2	2	2 Oțel cu C > 50 [g/100]	2	Foraj
	3 150 < D < 250	3	3	3	3	3	3 Oțeluri nichelate	3	Profilă laminată
	4 250 < D < 400	4	4	4	4	4	4 Oțeluri inoxidabile	4	Pieșă forată sau foraj
	5 400 < D < 550	5	5	5	5	5	5 Oțeluri aliate	5	Pieșă forată
	6 550 < D < 750	6	6	6	6	6	6 Oțeluri aliate	6	Pieșă forată
	7 750 < D < 1000	7	7	7	7	7	7 Oțeluri aliate	7	Pieșă forată sau foraj
	8 1000 < D < 1500	8	8	8	8	8	8 Oțeluri aliate	8	Pieșă forată sau foraj
	9 D > 1500	9	9	9	9	9	9 Alte materiale	9	Pieșă forată sau foraj

Fig. 1

[illegible]

Fig. 2.

MODIFICAREA PIESELOR CU PERETI SUBTILI PLANI CURBI SAU DE DIFERITE PROFILE -- 3b -- COD DE FORMA SI PRELUCRARE --

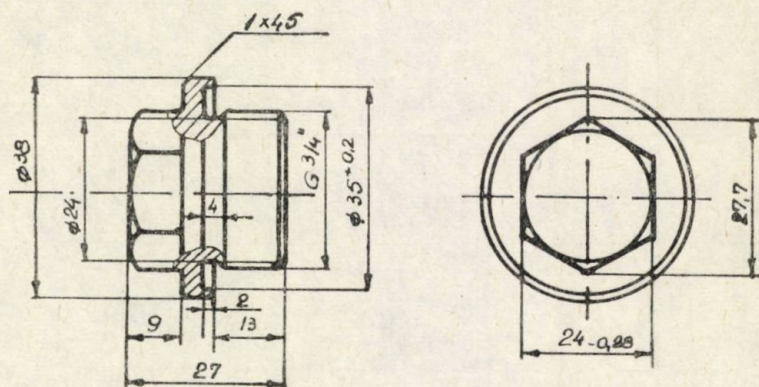
CRITERII DE CODIFICARE SI CLASIFICARE									
Forma generala		Dimensiuni		Profil		Forma		Forma	
I		II		III		IV		V	
L		L		L		L		L	
0		1		2		3		4	
1		2		3		4		5	
2		3		4		5		6	
3		4		5		6		7	
4		5		6		7		8	
5		6		7		8		9	
6		7		8		9		10	
7		8		9		10		11	
8		9		10		11		12	
9		10		11		12		13	
10		11		12		13		14	
11		12		13		14		15	
12		13		14		15		16	
13		14		15		16		17	
14		15		16		17		18	
15		16		17		18		19	
16		17		18		19		20	
17		18		19		20		21	
18		19		20		21		22	
19		20		21		22		23	
20		21		22		23		24	
21		22		23		24		25	
22		23		24		25		26	
23		24		25		26		27	
24		25		26		27		28	
25		26		27		28		29	
26		27		28		29		30	
27		28		29		30		31	
28		29		30		31		32	
29		30		31		32		33	
30		31		32		33		34	
31		32		33		34		35	
32		33		34		35		36	
33		34		35		36		37	
34		35		36		37		38	
35		36		37		38		39	
36		37		38		39		40	
37		38		39		40		41	
38		39		40		41		42	
39		40		41		42		43	
40		41		42		43		44	
41		42		43		44		45	
42		43		44		45		46	
43		44		45		46		47	
44		45		46		47		48	
45		46		47		48		49	
46		47		48		49		50	
47		48		49		50		51	
48		49		50		51		52	
49		50		51		52		53	
50		51		52		53		54	
51		52		53		54		55	
52		53		54		55		56	
53		54		55		56		57	
54		55		56		57		58	
55		56		57		58		59	
56		57		58		59		60	
57		58		59		60		61	
58		59		60		61		62	
59		60		61		62		63	
60		61		62		63		64	
61		62		63		64		65	
62		63		64		65		66	
63		64		65		66		67	
64		65		66		67		68	
65		66		67		68		69	
66		67		68		69		70	
67		68		69		70		71	
68		69		70		71		72	
69		70		71		72		73	
70		71		72		73		74	
71		72		73		74		75	
72		73		74		75		76	
73		74		75		76		77	
74		75		76		77		78	
75		76		77		78		79	
76		77		78		79		80	
77		78		79		80		81	
78		79		80		81		82	
79		80		81		82		83	
80		81		82		83		84	
81		82		83		84		85	
82		83		84		85		86	
83		84		85		86		87	
84		85		86		87		88	
85		86		87		88		89	
86		87		88		89		90	
87		88		89		90		91	
88		89		90		91		92	
89		90		91		92		93	
90		91		92		93		94	
91		92		93		94		95	
92		93		94		95		96	
93		94		95		96		97	
94		95		96		97		98	
95		96		97		98		99	
96		97		98		99		100	
97		98		99		100		101	
98		99		100		101		102	
99		100		101		102		103	
100		101		102		103		104	
101		102		103		104		105	
102		103		104		105		106	
103		104		105		106		107	
104		105		106		107		108	
105		106		107		108		109	
106		107		108		109		110	
107		108		109		110		111	
108		109		110		111		112	
109		110		111		112		113	
110		111		112		113		114	
111		112		113		114		115	
112		113		114		115		116	
113		114		115		116		117	
114		115		116		117		118	
115		116		117		118		119	
116		117		118		119		120	
117		118		119		120		121	
118		119		120		121		122	
119		120		121		122		123	
120		121		122		123		124	
121		122		123		124		125	
122		123		124		125		126	
123		124		125		126		127	
124		125		126		127		128	
125		126		127		128		129	
126		127		128		129		130	
127		128		129		130		131	
128		129		130		131		132	
129		130		131		132		133	
130		131		132		133		134	
131		132		133		134		135	
132		133		134		135		136	
133		134		135		136		137	
134		135		136		137		138	
135		136		137		138		139	
136		137		138		139		140	
137		138		139		140		141	
138		139		140		141		142	
139		140		141		142		143	
140		141		142		143		144	
141		142		143		144		145	
142		143		144		145		146	
143		144		145		146		147	
144		145		146		147		148	
145		146		147		148		149	
146		147		148		149		150	
147		148		149		150		151	
148		149		150		151		152	
149		150		151		152		153	
150		151		152		153		154	
151		152		153		154		155	
152		153		154		155		156	
153		154		155		156		157	
154		155		156		157		158	
155		156		157		158		159	
156		157		158		159		160	
157		158		159		160		161	
158		159		160		161		162	
159		160		161		162		163	
160		161		162		163		164	
161		162		163		164		165	
162		163		164		165		166	
163		164		165		166		167	
164		165		166		167		168	
165		166		167		168		169	
166		167		168		169		170	
167		168		169		170		171	
168		169		170		171		172	
169		170		171		172		173	
170		171		172		173		174	
171		172		173		174		175	
172		173		174		175		176	
173		174		175		176		177	
174		175		176		177		178	
175		176		177		178		179	
176		177		178		179		180	
177		178		179		180		181	
178		179		180		181		182	
179		180		181		182		183	
180		181		182		183		184	
181		182		183		184		185	
182		183		184		185		186	
183		184		185		186		187	
184		185		186		187		188	
185		186		187		188		189	
186		187		188		189		190	
187		188		189		190		191	
188		189		190		191		192	
189		190		191		192		193	
190		191		192		193		194	
191		192		193		194		195	
192		193		194		195		196	
193		194		195		196		197	
194		195		196		197		198	
195		196		197		198		199	
196		197		198		199		200	
197		198		199		200		201	
198		199		200		201		202	
199		200		201		202		203	
200		201		202		203		204	
201		202		203		204		205	
202		203		204		205		206	
203		204		205		206		207	
204		205		206		207		208	
205		206		207		208		209	
206		207		208		209		210	
207		208		209		210		211	
208		209		210		211		212	
209		210		211		212		213	
210		211		212		213		214	
211		212		213		214		215	
212		213		214		215		216	
213		214		215		216		217	
214		215		216		217		218	
215		216		217		218			

[illegible]

CODIFICAREA PIESELOR DE FORMA COMPLEXĂ (CARCASE, BĂTURI, CONSTRUCTII SUDATE, ETC.) - COD DE FORMA SI PRELUCRARE									
CRITERII DE CODIFICARE SI CLASIFICARE									
I Forme geometrice	II Lungimea l	III Lăţimea B	IV Înălţimea H	V Forma exterioară în forma aliterată în	VI Criterii	VII Caracteristici tehnice	VIII Material	IX Acţiunea constructivă	X Diagramă
0	$L \leq 100$	0	$B \leq 75$	0	0	0	0	0	0
1	$100 < L \leq 250$	1	$75 < B \leq 150$	1	1	1	1	1	1
2	$250 < L \leq 500$	2	$150 < B \leq 300$	2	2	2	2	2	2
3	$500 < L \leq 800$	3	$300 < B \leq 500$	3	3	3	3	3	3
4	$800 < L \leq 1200$	4	$500 < B \leq 800$	4	4	4	4	4	4
5	$1200 < L \leq 2000$	5	$800 < B \leq 1200$	5	5	5	5	5	5
6	$2000 < L \leq 3000$	6	$1200 < B \leq 2000$	6	6	6	6	6	6
7	$3000 < L \leq 4000$	7	$1500 < B \leq 3000$	7	7	7	7	7	7
8	$4000 < L \leq 6000$	8	$2000 < B \leq 4000$	8	8	8	8	8	8
9	$L > 6000$	9	$B > 3000$	9	9	9	9	9	9

Fig. 5

Pentru o mai bună înțelegere a modului de codificare cu ajutorul clasificatorului, se prezintă în fig. 6 și 7, două repere codificate. Ele sînt foarte apropiate din punct de vedere constructiv, avînd doar o mică dife-

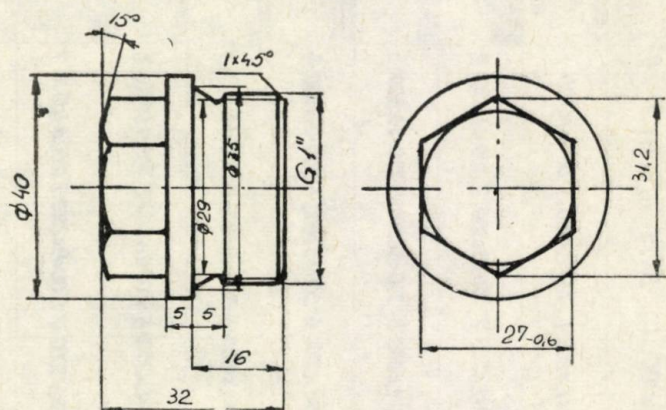


Cod : 1180.1802-10

Material : OL 50

6,3
V

Fig. 6. Dop.



Cod : 1180.1102-10

Material : OL 50

6,3
V

Fig. 7. Dop filetat exterior.

rență în partea frontală a piesei sesizabilă la piesa din fig. 6. Acest lucru îl pune în evidență și codul U. H. B. în coloana VI a clasificatorului. În

rest se observă o perfectă asemănare între codurile celor două repere, fapt ce permite o grupare rapidă cu ajutorul cartelelor perforate și o prelucrare în grup pe strung revolver.

Sistemul de clasificare prezentat, permite prin aplicarea lui realizarea în orice întreprindere a unor economii, și realizarea unei raționalizări a muncii de pregătire a fabricației.

Р е з ю м е

В работе разработана новая система классификации деталей в технологии машиностроения.

Эта система применяется в заводе У.Х.Б. (Узина Хидромеханика Брашов).

Показаны главные недостатки современной системы.

Bibliografie

1. TODOR CORNEL : *Studiul tehnologiei de grup.*
 2. DRĂGHICI GHERMAN și TODOR CORNEL : *Clasificarea pieselor în construcția de mașini.*
-

28 ianuarie 1970.

It is not a perfect specimen, but the color does not fade. The
specimen is rapid on a small scale, but it is not a perfect
specimen. It is not a perfect specimen, but the color does not fade.
The specimen is rapid on a small scale, but it is not a perfect
specimen. It is not a perfect specimen, but the color does not fade.
The specimen is rapid on a small scale, but it is not a perfect
specimen. It is not a perfect specimen, but the color does not fade.

Specimen

The specimen is rapid on a small scale, but it is not a perfect
specimen. It is not a perfect specimen, but the color does not fade.
The specimen is rapid on a small scale, but it is not a perfect
specimen. It is not a perfect specimen, but the color does not fade.
The specimen is rapid on a small scale, but it is not a perfect
specimen. It is not a perfect specimen, but the color does not fade.

Specimen

The specimen is rapid on a small scale, but it is not a perfect
specimen. It is not a perfect specimen, but the color does not fade.
The specimen is rapid on a small scale, but it is not a perfect
specimen. It is not a perfect specimen, but the color does not fade.
The specimen is rapid on a small scale, but it is not a perfect
specimen. It is not a perfect specimen, but the color does not fade.

GLOBAL STABILITY NOTION IN DYNAMICS OF THE MACHINING PROCESSES

SERGIU T. CHIRIACESCU

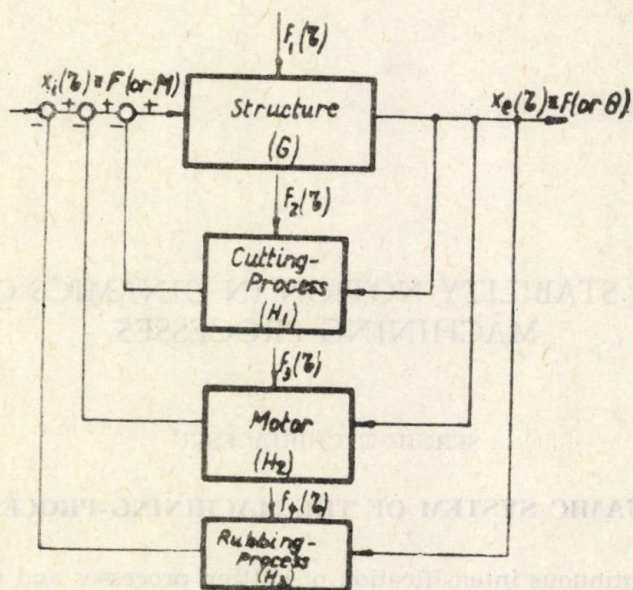
1. DYNAMIC SYSTEM OF THE MACHINING-PROCESSES

The continuous intensification of cutting processes and the increase in the accuracy of works makes indispensable the analysis of dynamic phenomena. This analysis must determine some constructive and technological conclusions for the dynamic stability of the relative position between **the tool** and workpiece.

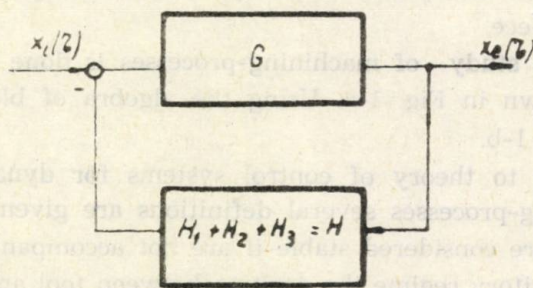
The **dynamic study** of machining-processes is done by using the block diagram shown in Fig. 1-a. Using the algebra of block diagrams this reduces to Fig. 1-b.

By referring to theory of control systems for dynamic stability **notion of machining-processes** several definitions are given. So the machining-processes are considered stable if are not accompanied by vibrations or if the transitory regime the position between tool and work tends to wards the initial position etc. A more correct definition considers the **dynamic system** as a limitedly stable system.

For the **dynamics of machining-processes** these definitions are **not** important and general [3], [4]. The global stability notion presented in paper [3] is very important for theoretical study and for practical consequences.



a)



b)

Fig. 1

2. GLOBAL STABILITY AND ITS CONSEQUENCES

The variations of cutting forces or moments have a great influence on dimensional and geometrical accuracy of the works. These variations may be :

— *static variations* — ΔF_s . These are caused by : the slow distortions of machine-tool-work-tool technological system during the feeds, the variation of cutting speed on turning works with variable dimensions, etc.

— *dynamic variations* — ΔF_d . These variations are caused by the vibrations of the technological system.

Fig. 2 shows the effect of statistic and dynamic variations. In both cases the phenomenon is stable but the surface in Fig. 2-b) is not accurate because the basic size variation is greater than $\alpha_1 \delta$ where δ is the tolerance and $\alpha_1 < 1$ is a coefficient.

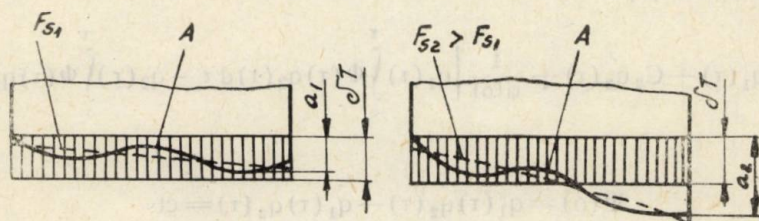


Fig. 2

Therefore the machining-process is stable if :

$$a \leq \alpha_1 \delta \quad (1)$$

In case of rough cutting as the total stability criterion we should use the relation :

$$T = \alpha_2 T_0 \quad (2)$$

where T is the tool-life, T_0 is the optimum tool-life and $\alpha_2 < 1$ is a coefficient [3].

As a first consequence of the total stability notion the equation which describes the self-excited machine-tool chatter in the dynamic equivalent system [1], [4], has the form :

$$m \ddot{q} + c \dot{q} + k q = \Delta F_s + \Delta F_d \quad (3)$$

Owing to the distortions of the technological system during the feeds :

$$\Delta F_s = \Delta F_s(\tau) ; m = m(\tau) ; c = c(\tau) ; k = k(\tau)$$

and equation (3) is written ;

$$m(\tau)\ddot{q} + c(\tau)\dot{q} + k(\tau)q = \Delta F_s(\tau) + \Delta F_d \quad (3')$$

In the general case $\Delta F_d = \Delta F_d(q, \dot{q}, \ddot{q}, \tau)$ [2], [5], so equation (3) becomes :

$$m(\tau)\ddot{q} + c(\tau)\dot{q} + k(\tau)q = \Delta F_s(\tau) + \Delta F_d(q, \dot{q}, \ddot{q}, \tau) \quad (3'')$$

In the paper [3] and [4] we find that the equation (3'') is the general equation of **self-excited machine-tool chatter**. This equation generalizes Tobias, Tlustý-Poláček or Meritt's equations [3].

In the general case, the study of stability using equation (3'') is difficult. The peculiarity of slow variations of m , c , k and approximating of ΔF_d **with a linear variation permits the use of a classical method or the operational analysis of systems with time-varying parameters** [6]. But in both cases it is necessary to know the solution of the equation (3'). This solution is [3]:

$$q = C_1 q_1(\tau) + C_2 q_2(\tau) + \frac{1}{\Psi(0)} \left[q_1(\tau) \int_0^\tau \Phi(\tau) q_2(\tau) d\tau - q_2(\tau) \int_0^\tau \Phi(\tau) q_1(\tau) d\tau \right]$$

where :

$$\Psi(0) = q_1(\tau) \dot{q}_2(\tau) - \dot{q}_1(\tau) q_2(\tau) = ct.$$

$$\Phi(\tau) = -\Delta F_s(\tau) \exp \left[\int_0^\tau \frac{c(\tau)}{2m(\tau)} d\tau \right]$$

and $C_1 q_1(\tau) + C_2 q_2(\tau)$ is the solution of equation : $m(\tau)\ddot{q} + c(\tau)\dot{q} + k(\tau)q = 0$

The operational analysis gives :

$$x_c(\tau) \equiv q(\tau) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} H(j\omega) E_1(j\omega) e^{j\omega\tau} d\omega \quad (5)$$

where : $x_c(\tau)$ is the **output signal of dynamic system (Fig. 1.)**, $H(j\omega)$ is the Fourier transform of transfer function of the dynamic system and $E_1(j\omega)$ is the Fourier transform of input signal [6].

The total stability notion is important for :

— the finding of the optimum cutting regimes ;
mic stability is small ;

— the finding of the optimum cutting regimes ;

— the dynamic researches on machine-tools.

These problems are studies of the future.

R e z u m a t

Pentru noțiunea de stabilitate dinamică la prelucrările pe mașinile-unelte s-au dat mai multe definiții. Deoarece acestea nu au prea mare însemnătate și generalitate, în lucrare se propune o nouă definiție rezultată din luarea în considerare a două categorii de factori ce pot determina variația forței de așchiere: „statici” și „dinamici”. Drept consecință a acestei noțiuni, ecuația care descrie auto-vibrațiile din procesele de prelucrare pe mașinile-unelte are forma:

$$m(\tau)\ddot{q} + c(\tau)\dot{q} + k(\tau)q = \Delta F_s(\tau) + \Delta F_d(q, \dot{q}, \ddot{q}, \tau)$$

Această ecuație, care generalizează ecuațiile lui Tobias, Tlusty-Poláček sau Meritt, determină noi orientări asupra încercărilor dinamice ale mașinilor-unelte, asupra alegerii regimurilor optime de așchiere etc.

R e f e r e n c e s

1. S. T. CHIRIACESCU : „Influența asimetriei tășurilor burghiului elicoidal asupra stabilității dinamice a procesului de așchiere”. Conference, Jubilee Sesion of Polytechnic Institute of Brașov, December 1968.
2. S. T. CHIRIACESCU : „Autovibrații la strunjirea axelor zvelte”. Studii și cercetări de mecanică aplicată, tom. 29, Nr. 3, Bucharest, 1970.
3. S. T. CHIRIACESCU : „Vibrații la așchierarea metalelor descrise de ecuații diferențiale cu coeficienți variabili (II)”. Conference, Jubilee Sesion on Machine-Tools, Arad, November 1969.
4. S. T. CHIRIACESCU : „Asupra proiectării și exploatării capetelor de frezat în condițiile unui regim de prelucrare dinamic stabil”. Conference, National Conference on Tools, Brașov, November 1969.
5. S. T. CHIRIACESCU : „Der Einfluss der Veränderung des statischen Starrheit auf die dynamische Stabilität der Zerspannungsvorganges”. Bul. of Polytechnic Institute of Jassy, XVI (XX), 1—2, 1970.
6. J. E. GIBSON : „Nonlinear automatic control”. McGraw-Hill Book Company, Inc., 1963.
7. D. MANGERON : „Mecanica vibrațiilor”. Bucharest, 1962.

Summary

The following is a summary of the information received from the various sources mentioned in the report. It is intended to provide a general overview of the situation and to highlight the main points of interest.

1. The first point to be noted is the fact that the situation is highly complex and involves a number of different factors.

2. The second point is that the situation is highly volatile and is subject to rapid change. It is therefore essential that the information be kept up to date.

References

1. J. T. CHINNACIS, "The situation in the various countries of the world," *Journal of International Law*, 1967.
2. J. T. CHINNACIS, "The situation in the various countries of the world," *Journal of International Law*, 1967.
3. J. T. CHINNACIS, "The situation in the various countries of the world," *Journal of International Law*, 1967.
4. J. T. CHINNACIS, "The situation in the various countries of the world," *Journal of International Law*, 1967.
5. J. T. CHINNACIS, "The situation in the various countries of the world," *Journal of International Law*, 1967.
6. J. T. CHINNACIS, "The situation in the various countries of the world," *Journal of International Law*, 1967.
7. J. T. CHINNACIS, "The situation in the various countries of the world," *Journal of International Law*, 1967.
8. J. T. CHINNACIS, "The situation in the various countries of the world," *Journal of International Law*, 1967.
9. J. T. CHINNACIS, "The situation in the various countries of the world," *Journal of International Law*, 1967.
10. J. T. CHINNACIS, "The situation in the various countries of the world," *Journal of International Law*, 1967.

STUDIUL MĂRIRII PRECIZIEI CINEMATICE A MAȘINII DE FREZAT ROȚI DINȚATE FD-500 *)

ALEXANDRU VAJDA, SERGIU T. CHIRIACESCU

Actuala construcție a mașinii de frezat roți dințate FD-500 (U.M. Cugir) permite realizarea unor danturi cu precizia cuprinsă în clasele 7—8 STAS 6273—61 (clasele 9—10 după DIN 3962—52). Tendința generală de ridicare a preciziei cinematice și a capacității portante a angrenajelor impune cu necesitate obținerea unor danturi cât mai precise chiar și la operațiile de semifinisare. Izvorită din această necesitate a construcției de mașini și aparate, lucrarea de față prezintă metoda și primele rezultate obținute din studiul ce are ca scop final realizarea unei variante de precizie a mașinii FD-500. Se preconizează ca această variantă să permită obținerea unor danturi cu 1—2 clase mai precise decât cele ce se pot obține la construcția actuală a mașinii.

METODA DE STUDIU

În această primă etapă a studiului s-a căutat a se preciza acele minime modificări ale tehnologiei de execuție a mașinii care să ducă la ridicarea preciziei cinematice a mașinii. Pe baza consultării bibliografiei de specialitate s-a ajuns la concluzia că cea mai indicată metodă este cea prezentată în lucrarea [3], evident adaptată construcției mașinii FD-500 și condițiilor concrete ale Uzinei mecanice — Cugir.

Etapetele parcurse în cadrul studiului au fost:

*) Din lucrarea care se execută în colaborare cu I.C.P.M.U.A. București și U.M. Cugir.

1. DETERMINAREA BĂTAILOR RADIALE (e) ȘI A CELOR AXIALE (e_a) DE MONTAJ

În baza schemei cinematice, a desenelor de ansamblu și constructive ale mașinii FD-500 au putut fi determinate bățile radiale și cele axiale pentru toate elementele lanțului cinematic de rulare (inclusiv cel al diferențialului) și ale celui de antrenare. S-au folosit următoarele notații și formule :

e₁ — bătaia radială a fusului arborelui pe care se montează roata dințată;

e₂ = $\frac{J_{\max} + J_{\min}}{2}$ — bătaia radială a roții dințate datorată jocului din ajustajul format cu arborele ;

$$e_3 = e_A = \frac{\sqrt{e_2^2 + \left(e_1' \frac{b}{a}\right)^2}}{1 + \frac{b}{a}}; \quad e_3 = e_B = \frac{\sqrt{e_2^2 + \left(e_1' \frac{f}{c}\right)^2}}{1 - \frac{f}{c}} \quad \text{— bătaia radială}$$

datorată rulmenților (fig. 1)

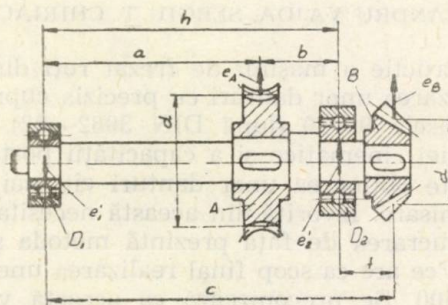


Fig. 1

e₄ = $\frac{2u}{d} \sqrt{e_{s1}^2 + e_{s2}^2}$ — deplasarea radială a roții dințate la montarea pe arbore (fig. 2) ;

e₅ — bătaia radială cauzată de bățile frontale ale suprafețelor de reazem (abaterea maximă de la perpendicularitate);

e_{a-1} — bătaia axială a rulmenților;

e_{a-2} — bătaia axială cauzată de neperpendicularitatea suprafețelor frontale de reazem în raport cu axa de rotație;

e_{a-3} — bătaia axială datorată jocului din ajustajul format de arbore și alezajul roții dințate;

e_{a-4} — bătaia axială proprie roților dințate cilindrice cu dinți înclinați și celor conice.

Pentru fiecare roată dințată erorile rezultante se calculează cu relațiile :

$$e = \sqrt{\sum_{j=1}^5 e_i^2} ; e_a = \sqrt{\sum_{j=1}^4 e_{a-j}^2} \quad (1)$$

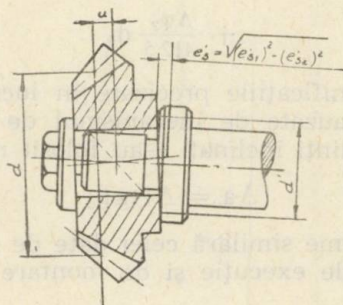


Fig. 2

2. CALCULUL ERORII TOTALE A ORGANULUI COMANDAT ($\Delta\varphi_2$)

Pentru fiecare angrenaj al lanțului cinematic s-a calculat eroarea $\Delta\varphi_2$ cu relația :

$$\Delta\varphi_2 = \frac{2}{d_2} G \quad (2)$$

unde d_2 este diametrul cercului de rostogolire al danturii antrenate, iar G este suma redusă a erorilor, care se calculează diferit pentru un angrenaj cilindric, melcat sau conic. De exemplu, în cazul angrenajelor cilindrice se folosește relația :

$$G = \sqrt{T_{Ecp}^2 + \left(\frac{e}{\cos \alpha_f}\right)^2 + (e_a \operatorname{tg} \beta_d)^2} \quad (3)$$

în care mărimile respective au semnificațiile cunoscute din teoria angrenării danturilor evolvente.

3. CALCULUL ERORILOR DE RULARE DATORATE ELEMENTELOR NESCHIMBATE ALE LANȚULUI CINEMATIC (Δa_o)

În cadrul acestei etape s-au determinat erorile de rulare pentru: mecanismul melc-roată melcată divizoare, lanțul de rulare, lanțul mecanismului diferențial și mecanismul șurub-piuliță care realizează avansul săniei port-sculă.

Pentru asemenea calcule s-au folosit formule diferite în funcție de frecvența erorii respective. Astfel, pentru eroarea de rulare cu frecvență medie cauzată de mecanismul melc-roată melcată divizoare s-a folosit formula :

$$\Delta a_o = 1,12 \frac{D}{d_2} \sqrt{\Delta t_1^2 + (\operatorname{ctg} \alpha_s)^2 + e_a^2 + \Delta t_{1-s}^2 + (e_s \operatorname{tg} \alpha_n)^2 + e_{a-s}^2 + \left(\frac{\Delta f_s}{\cos \alpha_{s2}} \right)^2} + \frac{\Delta \varphi_2}{412,5} d_2 \quad (4)$$

unde mărimile au semnificațiile precizate în lucrarea [3].

Pentru erorile cauzate de mecanismul de avans șurub piuliță la prelucrarea roților cu dinți înclinați s-au folosit relații de forma:

$$\Delta a_o = \Delta l \operatorname{tg} \beta_d \quad (5)$$

în care Δl este o mărime similară celei date de relația (3), mărime care ține seama de erorile de execuție și de montare ale șurubului.

4. CALCULUL ERORILOR DE RULARE REZULTATE

Errorile Δa_o calculate ca mai sus au fost grupate în funcție de frecvență (joasă, medie și înaltă). Pentru fiecare grupă eroarea de rulare rezultantă s-a calculat cu relația :

$$\Delta a'_{o-\Sigma} = \sqrt{\sum_{i=1}^k (\Delta a_{o-i})^2} \quad (6)$$

5. CALCULUL ERORILOR DE RULARE DATORATE ROȚILOR DE SCHIMB ALE LANȚULUI CINEMATIC DE RULARE

Folosind aceleași formule ca în etapa a 3-a s-au calculat erorile de rulare datorate roților de schimb folosite la prelucrarea danturilor cu $z = (24; 36; 54; 75)$, $\beta_d = (0^\circ; 30^\circ)$ și $m_n = 4$ mm.

6. CALCULUL ERORILOR DE RULARE LA PRELUCRAREA UNOR ANUMITE DANTURI

Aceste erori au fost calculate pentru danturile de la punctul 5 folosind erorile de grupă calculate cu relația (6) la care s-a adăugat eroarea datorată frezei-melc :

$$\Delta a_{o-s} = \frac{c n^s \Theta_o}{\cos \beta_{ds}} \sqrt{(e_s \operatorname{tg} \alpha_s)^2 + e_{a-s}^2 + \Delta t_{1-s}^2} \quad (7)$$

unde mărimile au semnificațiile din lucrarea [3].

7. VERIFICAREA TRANSMITERII ERORILOR DE RULARE

Teoretic și experimental s-a dovedit că asupra profilului dintelui prelucrat se transmit numai amplitudinile erorilor de rulare $\Delta a_{0-\Sigma}$ care respectă condiția : $\Delta a_{0-\Sigma} \leq \Delta a_{0-\lim}$ unde :

$$\Delta a_{0-\lim} = 367 \frac{D}{n^2} \quad (8)$$

În relația (8) D este diametrul cercului de divizare al danturii care se prelucreează iar n frecvența erorii $\Delta a_{0-\Sigma}$.

În cadrul acestei etape a studiului au fost selectate acele erori de rulare $\Delta a_{0-\Sigma}$ care satisfac condiția (8).

8. CALCULUL ERORII PROFILULUI DINTELUI PRELUCRAT

Eroarea totală a profilului dintelui prelucrat s-a calculat cu relația:

$$\Delta f \equiv E_{fp} = \sqrt{(\Delta f_1 + \Delta f_2 + \Delta f_3)^2 + \sum_{i=4}^k \Delta f_i^2} \quad (9)$$

unde Δf_i reprezintă erorile de profil cauzate de erorile $\Delta a_{0-\Sigma}$. Relațiile prin care se determină erorile $\Delta a_{0-\Sigma}$ în funcție de frecvența limită $n_{\lim} = \frac{z}{2\varepsilon}$ sînt prezentate în lucrarea [3].

Formula (9) include și eroarea profilului frezei melc, de precizie A, B sau C, luată din STAS.

9. CALCULUL ABATERILOR DE PAS

În cadrul acestei etape au fost calculate următoarele abateri (erori):

— abaterea pasului circular a doi pași învecinați:

$$\Delta ct = \sqrt{(\Delta ct_1 + \Delta ct_2 + \Delta ct_3)^2 + \sum_{i=4}^k \Delta ct_i^2} \quad (10)$$

— eroarea cumulată a pasului circular:

$$\Delta t_{\Sigma} = \sqrt{(\Delta a_{0-\Sigma_1} + \Delta a_{0-\Sigma_2} + \Delta a_{0-\Sigma_3})^2 + \sum_{i=4}^k \Delta a_{0-\Sigma_i}^2} \quad (11)$$

— abaterea pasului circular între doi dinți oarecare:

$$\Delta t = \sqrt{(\Delta_0 t_1 + \Delta_0 t_2 + \Delta_0 t_3)^2 + \sum_{i=4}^k \Delta_0 t_i^2} \quad (12)$$

Mărimile care apar în relațiile (10 — 12) s-au calculat după metoda indicată în lucrarea [3].

Concluzii

1. Rezultatele cantitative ale studiului efectuat în conformitate cu metoda redată succint mai sus au fost concretizate sub forma unor diagrame ca cele din figura 3.

Aceste diagrame arată că:

- din punctul de vedere al erorii formei profilului dinților, danturile prelucrate pe mașina FD-500 corespund claselor 7—8 (STAS 6273-61)
- abaterea pasului circular este situată sub clasa a 7-a de precizie (STAS);

2. Studiul a permis a analiza comparativ influența diferitelor organe și mecanisme ale lanțurilor cinematice asupra preciziei danturii. S-a constatat astfel că:

- influența determinantă asupra erorilor de formă și de pas o au organele de pe axul port-piesă, respectiv de pe cel port-sculă (mecanismul șurub-roată melcată divizoare, respectiv freza melc);

- în cazul unor lanțuri cinematice imprecise alegerea unei freze-melc cu o precizie excesivă nu are nici o justificare ;

- asupra erorilor de rulare o pondere relativ mică o au mecanismul diferențial și mecanismul șurub-piuliță al saniei port-sculă.

În urma unor asemenea observații generale și luând în considerare influența preciziei de execuție și montare a diverselor organe s-au propus o serie de măsuri constructive și tehnologice care să permită fabricarea unei mașini FD-500 cu precizie ridicată.

3. În baza observațiilor care vor fi făcute pe noua variantă a mașinii FD-500 urmează ca, în cadrul unei alte etape a studiului, colectivul de cercetare să analizeze și influența factorilor dinamici asupra preciziei de danturare luând apoi măsuri în consecință.

4. După cum se știe, o mare influență asupra abaterilor profilului prelucrat o are precizia profilului dintelui frezei-melc. Această problemă prezentînd un grad relativ ridicat de dificultate și necesitînd un volum mare de calcule, va face obiectul unei viitoare lucrări.

Резюме

В работе даны несколько результатов исследования по повышению точности зубофрезерного станка, Модель F.D.-500 (У.М. — Кужир).

Применяя методу Левашова по определению влияния конструкции и монтажа на точность кинематической цепи станка F.D.-500, показал что степень точности обра-

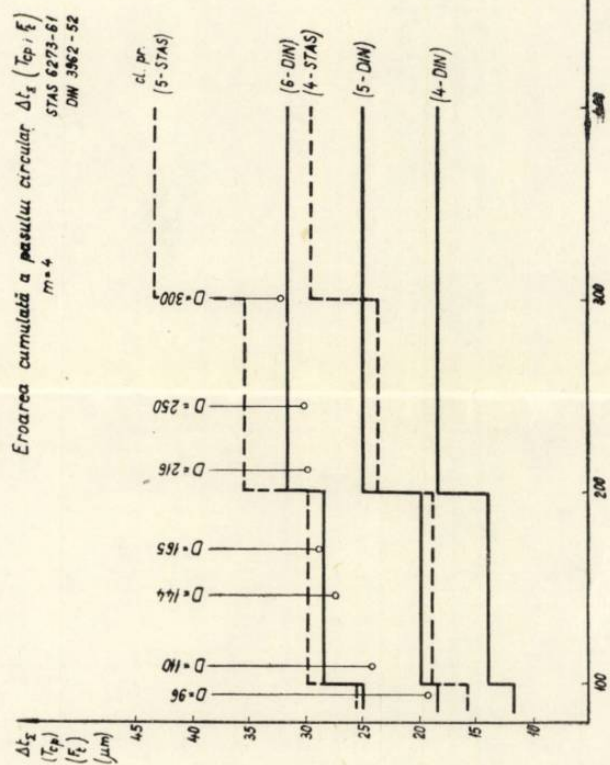
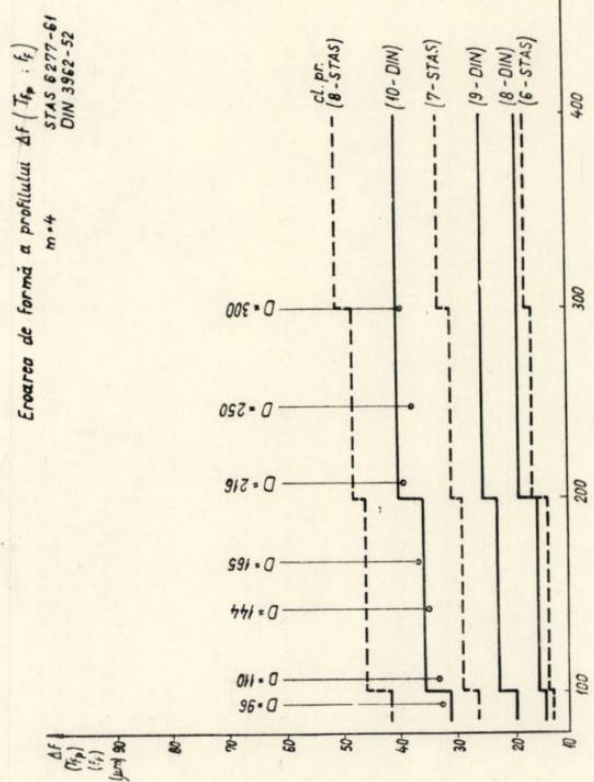
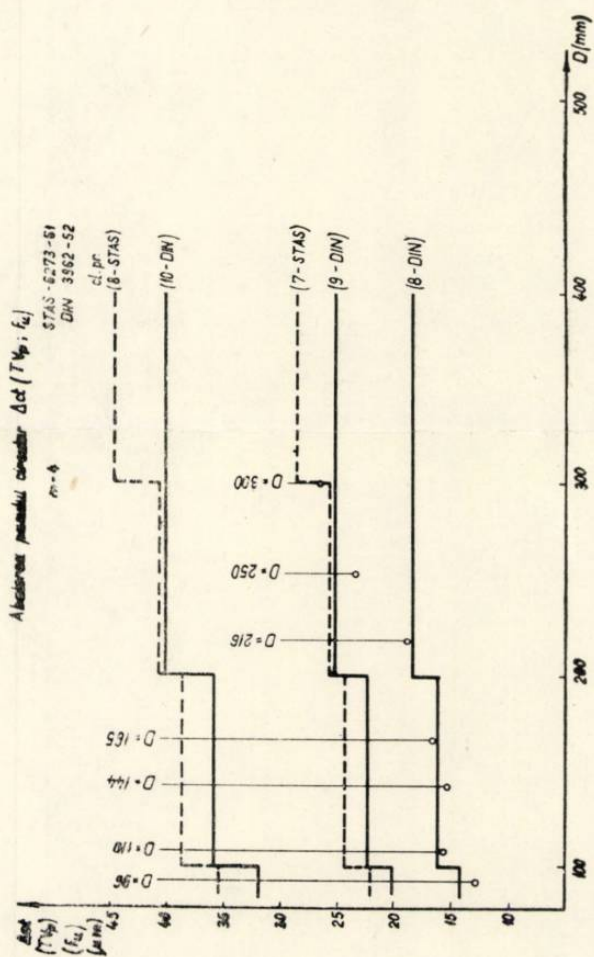


Fig. 3

батываемого колеса находится в пределах 7—8 (по STAS 6273—61) или 9—10 по DIN 3962-52. Были сформулированы несколько конструктивные и технологические предложения для повышения точности изучаемого станка.

Bibliografie

1. L. A. ARHANGELSKI i sb.: *Povišenie kinematiceskoj tocinosti zubofrezernih stankov*. Mašghiz — Moskva, 1954.
 2. E. BOTEZ : *Angrenaje*. Ed. Tehnică, București, 1962.
 3. A. V. LEVAŠOV : „*Osnovi rasceta tocinosti kinematiceskoj ţepej metallořejuščih stankov*“. Izdatelstvo Mašinostroenie, Moskva, 1966.
-

26 ianuarie 1970.

MECANISM DE AVANS CU COMANDĂ AUTOADAPTIVĂ ELECTRONICĂ PENTRU MAȘINILE DE ELECTROEROZIUNE

GHEORGHE OBACIU

Unul din elementele de înaltă responsabilitate care intră în componența mașinilor de electroeroziune este mecanismul de avans. Rolul acestui mecanism este de a asigura o asemenea viteză de avans, încât în funcție de volumul de material erodat, să se mențină un spațiu între electrozi neschimbat.

Constanța distanței dintre electrozi este impusă de considerațiuni ale fizicii procesului de electroeroziune. Întrucât chiar în timpul unei prelucrări, deci în condiții determinate, procesul de descărcare este continuu variabil, rezultă că și volumul de material erodat, ca efect al descărcărilor electrice, este variabil după o lege oarecare. În aceste condiții, la o suprafață frontală a electrodului sculă constantă, rezultă, evident, o viteză de înaintare variabilă, după o lege de asemenea oarecare, însă similară cu legea de variație a fenomenului descărcărilor electrice. Creșterea intensității descărcărilor electrice atrăgând după sine creșterea volumului de metal erodat, pentru a se menține distanța necesară între cei doi electrozi viteza de avans va trebui mărită. Este clar că viteza de avans nu mai poate fi o consecință a considerațiunilor economice sau tehnologice ca în cazul altor tipuri de mașini unelte, ci ea trebuie să aibă o valoare corespunzătoare modului în care decurge procesul de eroziune electrică. În acest caz este necesar un mecanism de avans care să pună în legătură viteza de avans cu procesul de descărcare electrică cu intensitatea medie a descărcărilor sau cu tensiunea între electrozi.

S-au imaginat diferite sisteme de avans cu care sînt echipate mașinile electroeroziune. Cele mai răspîndite sisteme sînt cele cu coborîrea

broșei sub efectul greutatei proprii a ei și frinare electrică (Erosimat U-RPU, mașini sovietice cu scînteii etc); un alt tip răspîndit oarecum îl constituie mecanismele cu acționare hidraulică și comandă electrică (Charmilles-Elveția); un sistem interesant îl constituie cel al mașinilor VJK 3 și VJK 4 (R.S.C.) care este compus din două amplificatoare în montaj diferențial pentru alimentarea unui motor de C.C. Reglarea sistemului este dificilă însă sensibilitatea lui este foarte mare.

În fig. 1 este reprezentată schema bloc a unui sistem de comandă autoadaptivă realizată în laboratorul T.C.M. al Institutului politehnic Brașov.

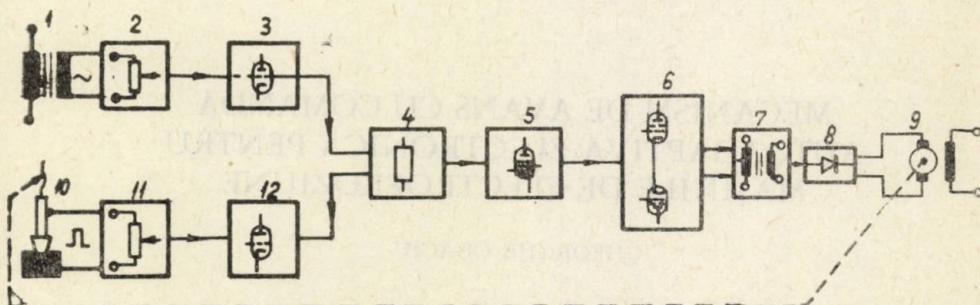


Fig. 1. Schema bloc a sistemului de comandă autoadaptivă a avansului.

Prin intermediul transformatorului 1 tensiunea de comandă a avansului mediu (rigid) prin divizorul de tensiune 2 se aplică amplificatorului de tensiune 3. Tensiunea amplificată prin circuitul de însumare 4 se aplică defazorului 5. Cele două tensiuni egale și defazate se aplică etajului în contratimp. 6. Semnalul alternativ amplificat în tensiune și putere se transmite prin transformatorul 7 și redresorul 8 motorului de c.c. 9. Atîta timp cît punctele de funcționare ale tuburilor T_1 — T_4 (fig. 2) sînt cele alese anterior, amplificarea etajelor este constantă, tensiunea la ieșire este de asemenea constantă și turația motorului de curent continuu rămîne neschimbată. În momentul în care tensiunea între electrozi (10) a scăzut ca urmare a micșorării interstițiului, lucru care după cum s-a văzut poate avea loc fie prin reducerea procesului de eroziune fie ca urmare a unei viteze de avans prea mari, semnalul aplicat circuitului de comparare 4 de la etajul 12 scade și amplificarea etajului 5 scade în aceeași măsură. Urmărirea funcționării sistemului se poate face mai bine în schema din fig. 2. După cum se poate vedea tensiunea de polarizare a grilei tubului T_2 este de fapt suma a două tensiuni: una („negativă“) de la bornele potențiometrului R_{17} și a doua („pozitivă“) de la dioda D_1 .

Deci potențiometrul R_{17} se va regla astfel încît la funcționarea normală a grupului de electrozi diferența celor două tensiuni să fie tocmai tensiunea de negativare optimă a tubului- U_g (pentru EL 84 = —6,4 V).

În acest caz, alegerea vitezei optime de avans se va face doar prin alegerea corespunzătoare a tensiunii alternative, culeasă la bornele lui R_1 .

Tensiunea alternativă amplificată, din înfășurarea primară, induce două tensiuni egale și defazate în înfășurarea secundară a transformatorului T_{11} și aplicate la grilele tuburilor T_3, T_4 (RL12P35). După cum s-a mai amintit, pentru a putea alege punctul optim de funcționare a tuturor etajelor negativarea grilelor de comandă se face de la o sursă separată de 60 V prin $R_{18}, R_{19}, C_8, R_{20}, R_{22}$ pentru etajul final, R_{17}, R_{16} pentru T_2 și R_{11}, R_5, C_{12} și R_3, R_4 pentru tuburile T_{11} și T_{12} . Separarea grupelor de nega-

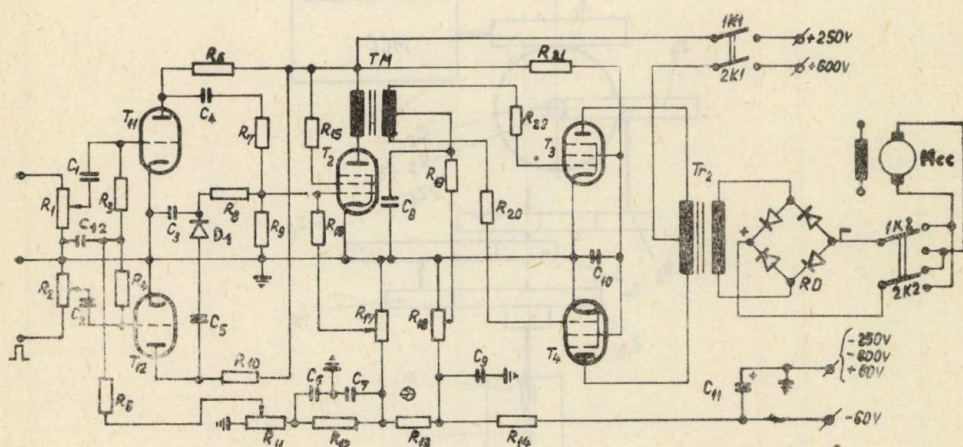


Fig. 2. Schema de principiu a amplificatorului electronic de comandă a avansului.

tivare între etaje se face prin $R_{12}C_6$; $R_{13}C_7$ și $R_{14}C_9$. În fine, pentru a încheia descrierea sistemului electronic, trebuie arătat că schimbarea sensului de rotație se face prin comutatorul K_2 iar pornirea avansului la conectarea tensiunilor anodice prin întrerupătorul K_1 .

În figura 3 se prezintă schema cinematică a mecanismului de avans. Motorul de curent continuu (Mcc) antrenează melcul Z_1 cu trei începuturi. Roata Z_2 prin melcul Z_3 transmite mișcarea mai departe astfel încât la șurubul S se transmite o turație extrem de mică însă un cuplu însemnat. Piulița P solidară cu broșa port sculă va avansa electrodul sculă E_s fixat în bușă extensibilă. Înaintarea broșei este controlată cu un comparator cu precizia de 0,001 mm montat pe partea fixă a capului port sculă al mașinii. Raportul de transmitere după cum s-a arătat este foarte mare (1 : 49.600) pentru a putea realiza o deplasare a electrodului sculă suficient de redusă. Reglarea vitezei de avans se face continuu și se obține o gamă de avansuri între 0,019 și 0,830 mm/min. Raportul mare de transmitere reprezintă însă un dezavantaj important și anume inerția mare mecanică.

Astfel pentru vitezele maxime inerția depășește 0,2—0,4 secunde. Inerția mare a pieselor precum și jocurile necesare, micșorează precizia de autoadaptare.

Pe de altă parte fac imposibilă urmărirea fidelă a procesului îndeosebi în cazurile de scurtcircuit între electrozi. Din această cauză s-a admis pentru proiectarea amplificatorului ipoteza că situația de scurtcircuit poate fi evitată dacă se reglează continuu avansul. O asemenea situație este cu atât mai posibilă cu cât spațiul între electrozi este mai mare și procesul de eroziune mai intens. În decursul experiențelor efectuate s-a verificat

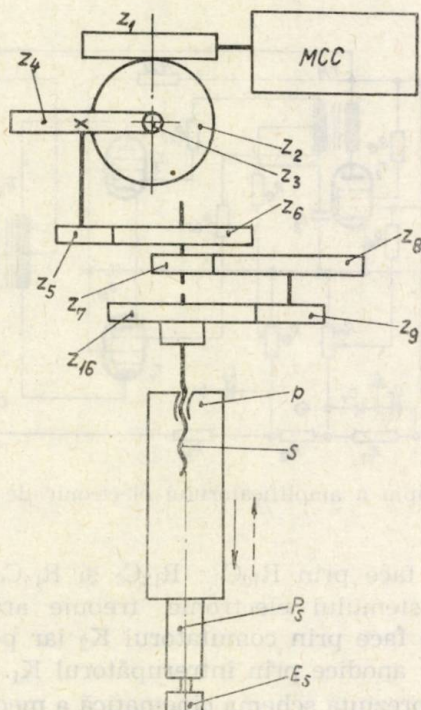


Fig. 3. Schema cinematică a mecanismului de avans.

aceasta pe deplin pentru cazul frecvențelor impulsurilor comandate, de 440-960-1750 Hz pentru care se realizează condițiile amintite. În aceste situații, momente de scurtcircuit au apărut rar la intervale de 15—40 minute. La frecvențele mai ridicate, în care caz interstițiul este foarte redus ca și în cazul în care productivitatea ($Q = \frac{\text{mm}^3}{\text{min}}$) este redusă, frecvența de apariție a situațiilor de scurtcircuit a fost mai mare; în medie timpul între două scurtcircuituri a fost de 2—4 minute.

Dacă se admite că mașina realizată a fost destinată în principal cercetării procesului de eroziune electrică cu impulsuri dirijate și deci timpul unei determinări nu a depășit cca 3—5 minute, rezultă că un astfel de sistem de reglare autoadaptivă a avansului a fost satisfăcător. Trecându-se la proiectarea unei mașini de electroeroziune care să funcționeze în condiții de uzină s-a imaginat un nou sistem de avans. Sistemul electronic nu s-a modificat. Tensiunea de ieșire însă nu mai alimentează un motor ci după ce este comparată cu o tensiune etalon (reglabilă) acționează o pereche de electromagneți (E_1 și E_2 fig. 4).

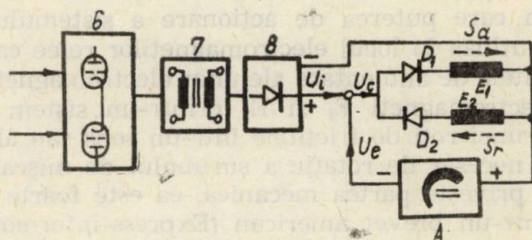


Fig. 4. Ieșirea sistemului electronic de comandă autoadaptivă a avansului.

Urmărind schema din fig. 4 se pot desprinde cele trei situații limită:

1. $U_c = U_i - U_e$; $U_i > U_e$

În acest caz va conduce dioda D_1 , electromagnetul E_1 va fi acționat și va avea loc deplasarea de apropiere a sculei, S_a .

2. $U_c = U_i - U_e$; $U_i < U_e$

În această situație, tensiunea U_c fiind inversă va conduce dioda D_2 alimentînd astfel electromagnetul E_2 . Avansul de apropiere încetează cuplîndu-se cel de retragere.

3. $U_c = U_i - U_e = 0$; $U_i = U_e$

Cei doi electromagneți nefiind alimentați vor plasa pîrghia pentru cuplarea mecanică a avansului într-o poziție mediană, adică de avans $S = 0$. În această a treia situație va trebui să se găsească sistemul în cazul interstițiului optim între cei doi electrozi, adică în momentul descărcărilor normale. Din schemele din fig. 2 și fig. 4 se vede că echilibrarea celor două tensiuni (U_i sau U_e) se poate face fie prin R_2 (fig. 2) fie prin blocul A (fig. 4). Această a doua variantă este cea optimă deoarece reglarea lui R_2 modifică sensibilitatea sistemului în limite largi.

Funcționarea mecanismului de avans ar decurge deci în felul următor: la un interstițiu optim, descărcările fiind normale tensiunea U (suma algebrică a lui U_i și U_e) este zero deci electrodul sculă este nemișcat.

Pe măsură ce se produce erodarea materialului interstițiului crește și intensitatea descărcărilor scade; în acest caz tensiunea între electrozi crește și proporțional crește U_i . Tensiunea diferență U_c ia semnul tensiunii U_i și când va atinge o anumită valoare va acționa electromagnetul E_1 (sau releul corespunzător). În acest mod se va comanda cuplarea avansului de apropiere. Bineînțeles că acesta va acționa atîta vreme cît electromagnetul E_1 va fi alimentat, adică pînă cînd se va restabili aproximativ interstițiul optim. Rezultă deci că situația cuplării avansului de retragere este anormală și ea poate apărea atunci cînd s-a produs o diminuare accidentală a interstițiului, de exemplu ca urmare a cocsificării electrozilor sau a șuntării spațiului dintre electrozi cu particule metalice erodate.

În cazul în care puterea de acționare a sistemului mecanic este prea mare se pot utiliza în locul electromagneților relee care să conecteze la rîndul lor circuitele de alimentare ale unor electromagneți mai puternici.

Cei doi electromagneți E_1 și E_2 printr-un sistem de pîrghii vor acționa cuplarea unei roți de fricțiune într-un sens sau altul stabilind în consecință sensul necesar de rotație a șurubului de mișcare.

În ceea ce privește partea mecanică, ea este foarte simplă și după cum se afirmă într-un brevet american (Express-informația 2-1962) asigură reversarea sensului de rotație în mai puțin de 0,02 sec. chiar la puteri de 1,5 kW. Dacă se ține seama de faptul că puterea necesară acționării mecanismului de avans descris nu depășește cca 60 W și turația la roțile de fricțiune este de ordinul a 10^{-1} rot./min. se vede că timpul de comutare și accelerare poate fi neglijabil. În plus întrucît comanda de reacție se face la ieșirea lanțului cinematic, motorul rotindu-se în același sens rezultă cu jocurile necesare unei funcționări normale nu mai au nici o influență asupra rapidității reacției. În afară de aceasta nu se mai impun condiții atît de riguroase în ceea ce privește prelucrarea danturii reductorului.

Р е з ю м е

В работе описывается принцип действия и конструкция механизма подачи, использованного в электроэрозионном станке строеным в лаборатории Технология Машиностроения.

В рисунке 1 и 2 подставляется блок-схема и принципиальная схема электронной части. В статке описывается назначения механизма, потребности которые относятся к ним и как они были решены.

На рисунке 3 показана кинематическая схема механизма подачи, которую возможно передать инструменту подачи от 0,019 мм/мин. до 0,830 мм/мин.

Дальше описываются недостатки системы и новую схему при которой устраняются эти недостатки.

Новая конструкция целиком оригинальна и будет соответствовать требованиям.

INFLUENȚA REGLĂRII AUTOMATE A REGIMULUI DE AȘCHIERE ASUPRA PRECIZIEI DE PRELUCRARE

GHEORGHE BOANGIU

Precizia dimensională rezultată în urma prelucrării unei piese, depinde de eroarea totală care apare în timpul procesului de așchiere. Asupra erorii totale, acționează mai mulți factori, dintre care cea mai mare influență o are deformația elastică a sistemului tehnologic. Din această cauză, se admite că precizia dimensională obținută în urma prelucrării, se modifică numai funcție de deformația elastică a sistemului tehnologic, considerînd constanți toți ceilalți factori care concură la obținerea preciziei.

Deci pentru obținerea unei precizii dimensionale constante pe toată lungimea suprafeței prelucrate, este necesar ca și deformația elastică a sistemului tehnologic să rămînă constantă. Acest lucru presupune ca procesul de lucru să se desfășoare tot timpul cu aceeași forță de așchiere.

Mentținerea constantă a forței de așchiere în cazul cînd adîncimea de tăiere este variabilă, implică modificarea continuă a avansului în așa fel, încît produsul $t_F^Y \cdot s_d^X$ să rămînă constant. Aceasta presupune o reglare automată continuă a vitezei de avans, funcție de adîncimea de așchiere și de alte mărimi perturbatoare care apar în timpul desfășurării procesului de lucru.

Folosirea însă a reglării automate a parametrilor regimului de așchiere, condiționează stabilirea unor noi relații de calcul pentru determinarea deformației elastice a sistemului tehnologic și deci și a preciziei de prelucrare.

În acest sens se consideră o piesă de prelucrat a cărei formă este prezentată în figura 1.

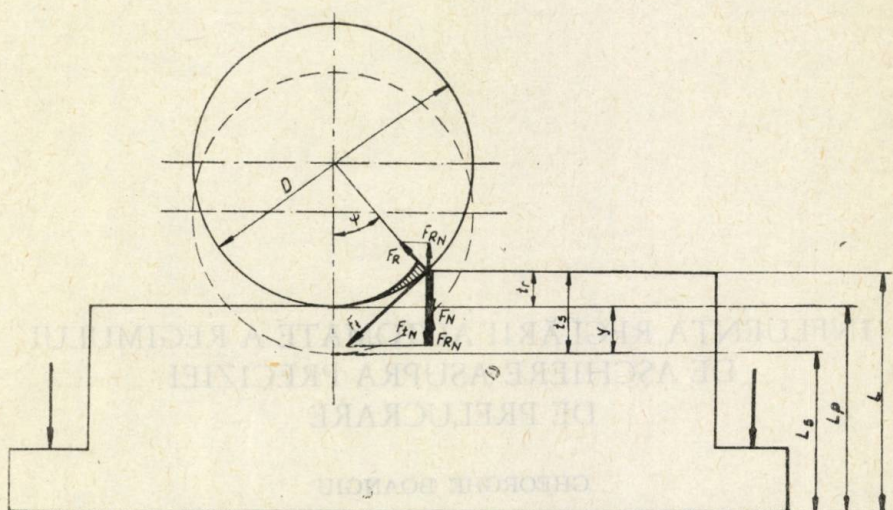


Fig. 1.

În această figură s-a notat cu :

- L_s — dimensiunea care definește poziția sculei față de suprafața de așchiere, după reglarea statică la dimensiunea a mașinii;
- L_p — dimensiunea care trebuie realizată;
- y — mărimea deformației elastice a sistemului tehnologic;
- t_r — adâncimea de așchiere reală;
- t_s — adâncimea de așchiere la reglarea statică.

Din figura de mai sus rezultă că dimensiunea obținută în urma prelucrării este :

$$L_p = L_s + y$$

iar adâncimea de așchiere reală va fi :

$$t_r = L - (L_s + y)$$

Notînd cu :

$$F_N = C \cdot t_r^y F = C (t_s - x)^y F \quad (1)$$

și

$$R = \frac{F_N}{y} \quad (2)$$

în care :

F_N — este forța normală la suprafața de prelucrat;

R — rigiditatea sistemului tehnologic;

$$C = C_F \cdot S_d^{X_F} \cdot z \cdot B \cdot D^{-q_F} (\sin \psi - \lambda \cos \psi),$$

se poate determina mărimea deformăției elastice a sistemului tehnologic, funcție de adâncimea de așchiere, scriind ecuațiile 1 și 2 sub forma:

$$\begin{cases} F_N = y \cdot R \\ F_N = C(t_s - y)^{y_F} \end{cases} \quad \text{și} \quad (3)$$

Rezolvarea analitică a sistemului de ecuații (3) se face printr-o metodă aproximativă, din cauză că exponentul y_F este un număr foarte apropiat de unitate, însă diferit de aceasta. În acest sens, se notează:

$$y_F = 1 + Z$$

Ținând seama de această ipoteză, sistemul de ecuații (3) se poate scrie sub forma:

$$y \cdot R = C(t_s - y)^{1+Z} = 0$$

sau

$$f(y, z) = 0$$

Dezvoltînd această funcție în serie Taylor în jurul punctului de coordonate $z_0 = 0$ și y_0 , se obține:

$$\begin{aligned} f(y, z) = & f(z_0, y_0) + \frac{\partial f}{\partial y}(y - y_0) + \frac{\partial f}{\partial z}(z - z_0) + \frac{1}{2!} \cdot \frac{\partial^2 f}{\partial y^2}(y - y_0)^2 + \\ & + \frac{\partial^2 f}{\partial z^2}(z - z_0)^2 + 2 \frac{\partial^2 f}{\partial y \partial z}(y - y_0)(z - z_0) + \dots = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

din care pentru $z = z_0$ și $y = y_0$, rezultă:

$$R \cdot y = C(t_s - y) = 0$$

și deci

$$y_0 = \frac{C \cdot t_s}{C + R}$$

Notînd cu $y - y_0 = y^*$ și ținînd seama că $z = z_0 = 0$, funcția 4 devine:

$$f(y, z) = \frac{\partial f}{\partial y} y^* + \frac{\partial f}{\partial z} z + \frac{1}{2!} \cdot \frac{\partial^2 f}{\partial y^2} y^{*2} + \frac{\partial^2 f}{\partial z^2} z^2 + 2 \frac{\partial^2 f}{\partial y \partial z} y^* z + \dots = 0$$

de aici rezultă că:

$$y^* = - \frac{\frac{\partial f}{\partial z}}{\frac{\partial f}{\partial y}} z - \frac{1}{2!} \cdot \frac{\frac{\partial^2 f}{\partial y^2}}{\frac{\partial f}{\partial y}} y^{*2} + \dots \quad (5)$$

Presupunind că y^* , este dat de seria de puteri :

$$y^* = a_1 z + a_2 z^2 + \dots$$

și introducînd în relația 5, se obține :

$$a_1 z + a_2 z^2 = -\frac{\frac{\partial f}{\partial z}}{\frac{\partial f}{\partial y}} z - \frac{1}{2! \frac{\partial f}{\partial y}} \left[\frac{\partial^2 f}{\partial y^2} (a_1^2 + a_2 z^2 + \dots) + \frac{\partial^2 f}{\partial z^2} z^2 + \right. \\ \left. + 2 \left(\frac{\partial^2 f}{\partial y \partial z} \right) (a_1 z^2 + a_2 z^3 + \dots) \right] + \dots$$

din care rezultă :

$$a_1 = -\frac{\frac{\partial f}{\partial z}}{\frac{\partial f}{\partial y}} ; a_2 = \frac{1}{2! \frac{\partial f}{\partial y}} \left(\frac{\partial^2 f}{\partial y^2} a_1^2 + \frac{\partial^2 f}{\partial z^2} + 2 \frac{\partial^2 f}{\partial y \partial z} a_1 \right)$$

Din ecuația 4 se obține :

$$\frac{\partial f}{\partial z} = -C(t_s - y_0)^{1+z_0} \cdot \ln(t_s - y_0) = -C(t_s - \frac{C \cdot t_s}{C+R} \ln(t_s - \frac{C \cdot t_s}{C+R}))$$

sau

$$\frac{\partial f}{\partial z} = -\frac{C \cdot R \cdot t_s}{C+R} \ln \frac{R \cdot t_s}{C+R}$$

și

$$\frac{\partial f}{\partial y} = R + C(1+z_0)(t_s - y)^{1+z_0-1} = C+R$$

Ținînd seama că $y - y_0 = y^*$

și deci :

$$y = y_0 + y^* = y_0 + a_1 z + a_2 z^2 + \dots$$

prin înlocuirea factorilor a_1, a_2 , etc. se obține relația finală sub forma :

$$y = \frac{C \cdot t_s}{C+R} + \frac{C \cdot R \cdot t_s \cdot Z}{(C+R)^2} \ln \frac{R \cdot t_s}{C+R}$$

sau

$$y = \frac{C \cdot t_s}{K} + \frac{C \cdot R \cdot t_s \cdot Z}{K^2} \ln \frac{R \cdot t_s}{K} \quad (6)$$

în care s-a notat cu : $K = C + R$

Reprezentarea grafică a funcției 6 este arătată în figura 2

Din această figură se vede că deformăția elastică a sistemului tehnologic, deci și precizia dimensională a piesei prelucrate, variază după o curbă logaritmică, contrar afirmațiilor din literatura de specialitate [3, 4, 5], conform cărora această dependență ar fi liniară.

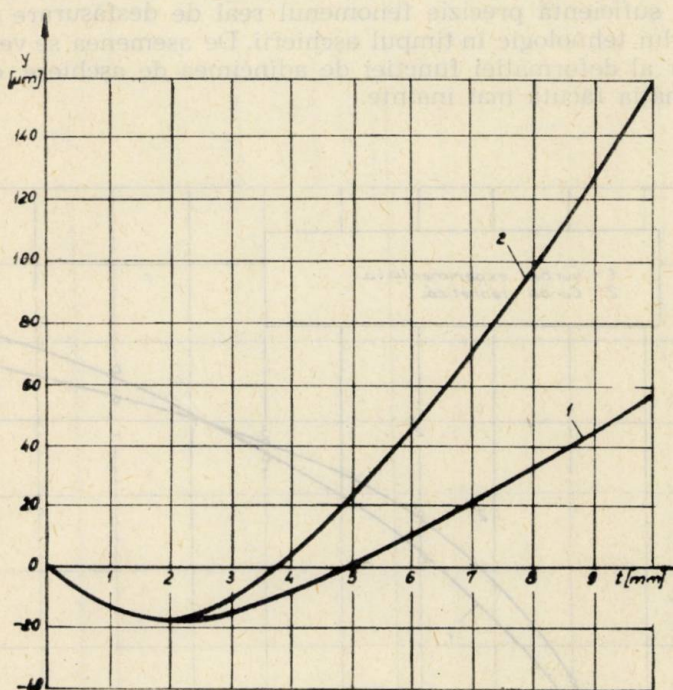


Fig. 2

De asemenea tot din această figură se poate vedea că în cazul când prelucrarea se execută cu o forță de așchiere constantă (folosind reglarea automată a vitezei de avans), cîmpul de împrăștiere al mărimii deformăției elastice este mult mai mic (curba 1), decît în cazul cînd se lucrează cu forță de așchiere variabilă și avans constant (curba 2).

În vederea verificării practice a relației analitice deduse (6), cît și a oportunității folosirii reglării automate, s-a prelucrat un număr de 8 piese prevăzute cu o adîncime de așchiere variabilă. Patru din aceste piese au fost prelucrate prin procedeul clasic de frezare (cu avans constant), iar la prelucrarea celorlalte patru s-a folosit reglarea automată a vitezei de avans, pentru asigurarea unei forțe tangențiale constante, în tot timpul prelucrării.

Pe baza rezultatelor obținute în urma prelucrării, s-au tratat diagramele din figurile 3 și 4.

În diagrama din figura 3, curba 1 a fost trasată pe baza valorilor obținute în timpul experimentării, iar curba 2 pe baza valorilor calculate cu relația analitică 6.

Făcînd o analiză a acestei diagrame se vede că cele două curbe au o lege de variație identică. Aceasta denotă că relația analitică stabilită, reflectă cu suficientă precizie fenomenul real de desfășurare a deformăției sistemului tehnologic în timpul aşchierii. De asemenea se vede caracterul neliniar al deformăției funcției de adîncimea de aşchiere, ceea ce verifică afirmația făcută mai înainte.

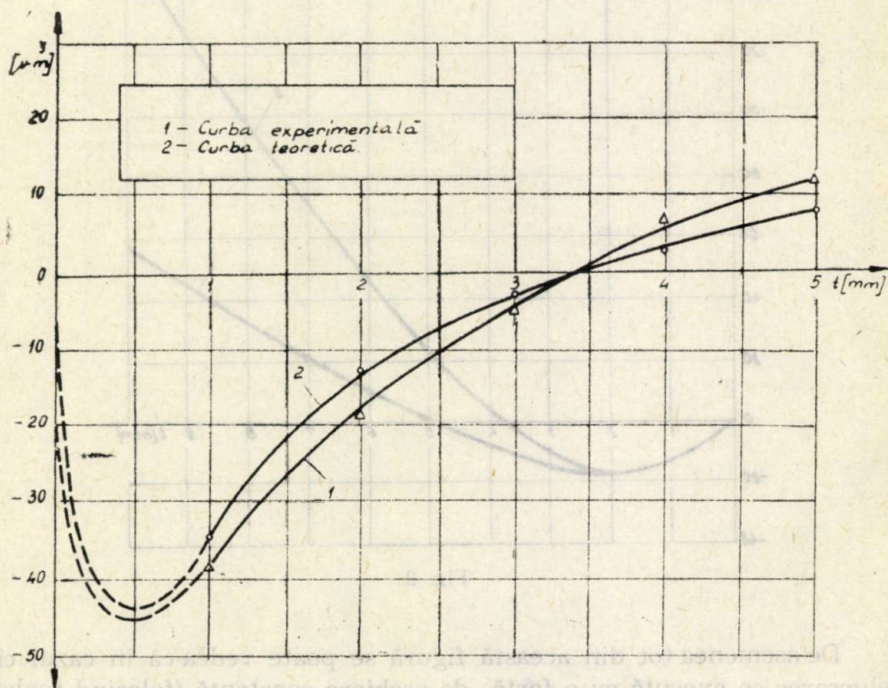


Fig. 3

În diagrama din figura 4 este prezentată deformăția sistemului tehnologic cu forță constantă, curba 1 și în cazul prelucrării clasice, curba 2. Din această diagramă se vede că în cazul prelucrării cu forță constantă (folosind reglarea automată), deformăția sistemului este mult mai mică, comparativ cu prelucrarea clasică (cu avans constant). La adîncimea de aşchiere maximă a acestor piese, deformăția elastică a sistemului tehnologic la prelucrarea cu forță constantă, devine aproximativ de două ori mai mică decît la prelucrarea cu avans constant. De aici rezultă că și precizia dimensională a pieselor prelucrate va fi în acest caz (prelucrarea cu forță constantă), de două ori mai mare. Mai important este faptul, cum rezultă din această diagramă, că dispersia deformăției este situată într-un

cîmp mult mai mare în cazul prelucrării clasice. După cum reiese, în cazul prelucrării cu forță constantă, cîmpul de dispersie este de $45 \mu\text{m}$, pe cînd la prelucrarea clasică același cîmp de dispersie este de $63 \mu\text{m}$, deci o creștere de aproximativ 1,4 ori.

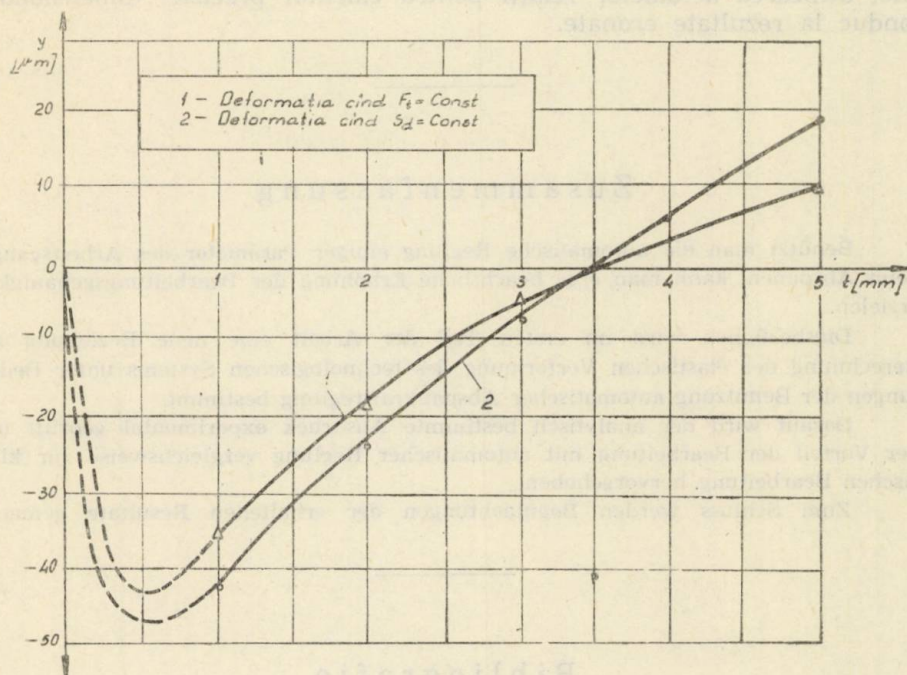


Fig. 4

De aici se poate trage concluzia că, la prelucrarea din mai multe treceri a unei piese cu adaos de prelucrare variabil, prin folosirea reglării automate a forței de așchiere, se poate obține o creștere substanțială a productivității. Această creștere a productivității se realizează prin reducerea numărului de treceri, comparativ cu prelucrarea clasică, pentru obținerea aceleiași precizii de prelucrare.

Din cele prezentate rezultă următoarele concluzii mai importante :

1. La prelucrarea cu adâncimi de așchiere variabile, chiar și în cazul folosirii reglării automate, nu se poate obține o precizie dimensională constantă pe toată lungimea suprafeței prelucrate. Cîmpul de dispersie al abaterilor de la valoarea reglată este însă, mult mai mic la prelucrarea cu reglare automată, comparativ cu prelucrarea clasică.

2. Precizia dimensională obținută în urma prelucrării unei piese, nu este proporțională cu precizia inițială a semifabricatului.

3. Folosirea reglării automate la frezarea suprafețelor cu adaos de prelucrare variabil, aduce avantaje economice importante prin realizarea

unei productivități ridicate. Productivitatea prelucrării în acest caz, se apropie de limita maximă, avînd un caracter constant, indiferent de variațiile parametrilor geometrici și tehnologici în timpul prelucrării.

4. În cazul prelucrării suprafețelor cu adîncime de așchiere variabile, utilizarea actualelor relații pentru calculul preciziei dimensionale, conduc la rezultate eronate.

Zusammenfassung

Benützt man die automatische Regelung einiger Parameter des Arbeitsganges beim Abspannen, kann man eine beachtliche Erhöhung der Bearbeitungsgenauigkeit erzielen.

Diesbezüglich wird im ersten Teil der Arbeit eine neue Beziehung zur Berechnung der elastischen Verformung des technologischen Systems unter Bedingungen der Benützung automatischer Abspannkraftregelung bestimmt.

Darauf wird der analytisch bestimmte Ausdruck experimental geprüft und der Vorteil der Bearbeitung mit automatischer Regelung vergleichsweise zur klassischen Bearbeitung hervorgehoben.

Zum Schluss werden Begutachtungen der erhaltenen Resultate gemacht.

Bibliografie

1. BALAKSIN, B. S. : *Necesitatea includerii în mașini-unelte a unor aparate pentru comanda desfășurării procesului tehnologic*. Mașini-unelte și scule nr. 1, 1962.
2. BEEKHAUS, H. : *Einfluss der Kontaktbedingungen auf das Standzeitverhalten von Stirnfräsern*. Anzeiger Industrie nr. 44—1968.
3. DRĂGHICI, GHERMAN : *Tehnologia construcției de mașini*. Ed. Ped. 1962.
4. SOKOLOVSKI, A. P. : *Naucinik osnovi tehnologii mașinostroenie*. Moscova. Mașghiz, 1955.
5. POPOVICI—SAVI : *Tehnologia construcției de mașini*. București. Ed. Ped. 1968.

26 ianuarie 1970.

UN NOU CRITERIU DE APRECIERE A CAPACITĂȚII DE AȘCHIERE A DISCURILOR ABRAZIVE

GHEORGHE SECARĂ

Calitatea suprafețelor prelucrate, productivitatea și prețul prelucrării sînt criterii unanim acceptate după care ar trebui să se aprecieze discurile de rectificat. Totuși acestea sînt legate de volumul și durata mare a încercărilor comparative și de aceea drept criterii de apreciere se iau de regulă alți indicatori.

Referitor la aceasta, pînă în prezent au existat suficiente încercări de a stabili un criteriu real de apreciere, dar fiecare din ele dau numai rezultate parțiale.

Astfel Schlezinger G., a propus să se admită drept criteriu de apreciere a capacității de lucru a discurilor abrazive cantitatea de metal îndepărtată, raportată la unitatea de volum material abraziv uzat, adică :

$$p = \frac{V_m}{V_{ur}} \quad (1)$$

Valoarea inversă a acestui raport este tocmai uzura specifică.

Un astfel de criteriu nu reprezintă totuși un indiciu corect. Motivul, după Lurie, G.B. /1/ se datorește următoarelor :

La prelucrarea pieselor din oțel carbon de calitate și a celor slab aliate, volumul specific al materialului abraziv uzat (fără adaosul de îndreptare) reprezintă 1,5 — 4 0/0. Acestuia îi corespunde, ținînd cont și de adaosul pentru îndreptare, 8,5 0/0 din costul total al materialului abraziv folosit la prelucrare. La rectificarea pieselor din oțeluri înalt aliate și a aliajelor dure, consumul de scule abrazive este însă cu mult mai mare, ceea ce reprezintă o parte mai însemnată din costul prelucrării. În plus de aceasta,

uzura sculei abrazive nu este uniformă în decursul perioadei de durabilitate, ceea ce face ca dispersia obținută să fie apreciabilă iar valorile numerice ale criteriului să oscileze în limite largi.

Folosirea acestui criteriu în unele cazuri poate chiar conduce la concluzii greșite. Așa de exemplu la interpretarea rezultatelor obținute la rectificarea fără centre cu discuri abrazive cu liant ceramic și de bachelită a fost dovedit că, cu toate că materialul îndepărtat raportat la unitatea de volum a materialului abraziv uzat (p) pentru discurile de bachelită este mai mic decât pentru cele cu liant ceramic, prețul unității de material îndepărtat (V_m) la aceste discuri este mai mic. Această situație, după cum se vede a determinat laboratorul firmei Norton să aprecieze capacitatea de aşchiere a discului nu după formula /1/ ci după relația

$$p' = \frac{V_m}{V_{ur}} \quad (2)$$

În lucrarea /2/ se propune suplimentar criteriului din formula (1), condițiile scăderii consumului de putere și rugozitatea suprafeței, adică

$$p_1 = \frac{\frac{V_m}{V_{ur}}}{N_e \cdot R_a} = \frac{p}{N_e \cdot R_a} \quad (3)$$

La experimentare, după /2/ s-au obținut următoarele date : $p = 20 - 50$; consumul specific de putere $N_e = 0,6 - 1,5 \left[\frac{\text{K W}}{\text{cm}^3/\text{m n}} \right]$ rugozitatea suprafeței $R_a = 0,6 \mu\text{m}$.

Acest criteriu apreciază corect capacitatea discului abraziv, totuși ca inconveniente, pe lângă cele deja semnalate se mai pot adăuga următoarele : rugozitatea suprafeței depinde de intensitatea îndepărtării materialului în etapa finală a ciclului și nu de cea inițială. Metalul îndepărtat la rectificare, depinde de adâncimea de pătrundere a granulelor abrazive care este determinată de forța normală de aşchiere și mai puțin de cea tangențială ce este folosită la calculul puterii de aşchiere. În timpul aşchierii raportul dintre aceste două componente este variabil. Cota parte din energia electrică consumată, în prețul rectificării nu este mare și reprezintă de abia 3—4%. Criteriul nu ține seamă de schimbarea variației parametrilor procesului de rectificare în perioada dintre două ascuțiri.

În lucrarea de față elementul în funcție de care se apreciază capacitatea de aşchiere a sculei este forța radială. Aceasta influențează direct intensitatea de îndepărtare a materialului supus prelucrării și în consecință și rugozitatea suprafeței, uzura și durabilitatea sculei, deformarea sistemului tehnologic, precizia de prelucrare, căldura degajată etc., elemente ce caracterizează atât modul de desfășurare a aşchierii cât și comportarea sculei în lucru. Ca atare, legătura dintre volumul de material îndepărtat în unitatea de timp și forța radială, poate reprezenta corect capacitatea de aşchiere a sculei.

Acest lucru poate fi scris astfel :

$$K = \frac{V_m}{P_y} \text{ (mm}^3/\text{Kgf. min.)} \quad (4)$$

Sensul fizic al acestui criteriu constă în aceea, că reprezintă valoric capacitatea de aşchiere a sculei, prin volumul de material îndepărtat în unitatea de timp raportată la un kg forţă radială, iar însemnătatea lui se remarcă prin faptul că permite în acelaşi timp aprecierea şi a procesului intim de formare a aşchiilor, a consumului de energie etc.

O apreciere asemănătoare indică şi G.B. Lurie /1/. Dar cu această ocazie elementul considerat constant este avansul radial. Ori, la rectificarea cu avans constant, forţa radială, chiar şi la nivelul unui ciclu de lucru, este variabilă. Acest lucru face în primul rînd destul de greoaie deducerea valorii corecte a criteriului, iar în al doilea rînd, faptul că nu se poate cunoaşte cu siguranţă pentru toate regimurile de aşchiere legea de variaţie în timp a forţei de aşchiere, precizia valorii deduse scade considerabil. Pentru rectificarea cu forţă (constantă) acest neajuns dispăre însă complet.

După cercetările prezente, pe parcursul intervalului de durabilitate capacitatea de aşchiere a sculei nu se menţine aceeaşi, ci este în continuă schimbare. Elementul care contribuie la aceasta, după părerea noastră, este volumul de material îndepărtat în unitatea de timp, dat de relaţia :

$$V_m = C_1 \cdot \sigma_n, \quad (5)$$

care pe măsură ce scula se uzează primeşte alte valori.

Pentru a pune în evidenţă acest lucru să presupunem că aşchiera se realizează cu o forţă radială P_y , cunoscută, iar avansul longitudinal este egal cu zero. În acest caz solicitarea care apare între cele două elemente în contact şi de care depinde intensitatea îndepărtării materialului, arată ca în fig. 1

În cazul cînd scula este nou ascuţită, fig. 1 a, efortul normal σ_n ce revine pe unitatea de suprafaţă de contact a sculei cu piesa este :

$$\sigma_{nn} = \frac{P_y}{a_{rn}} \quad (6)$$

iar efortul tangenţial τ_n pentru aceeaşi unitate de suprafaţă

$$\tau_{nn} = \mu \sigma_{nn} \quad (7)$$

Pentru starea uzată a sculei, fig. 1 b, cele două eforturi raportate la unitatea de suprafaţă sînt :

$$\sigma_{nu} = \frac{P_y}{a_{ru}} \text{ şi } \quad (8)$$

$$\tau_{nu} = \mu \sigma_{nu} \quad (9)$$

unde μ este coeficientul de frecare, care după Robert S. Hahn și R. Lindsay [3] are valoarea 0,6 pentru scula proaspăt ascuțită și 0,3 pentru scula în stare uzată a_{rn} — este suprafața reală a virfurilor granulelor abrazive care participă la așchiere cînd scula este în stare ascuțită, iar a_{r-u} — aceeași suprafață dar pentru scula în stare uzată.

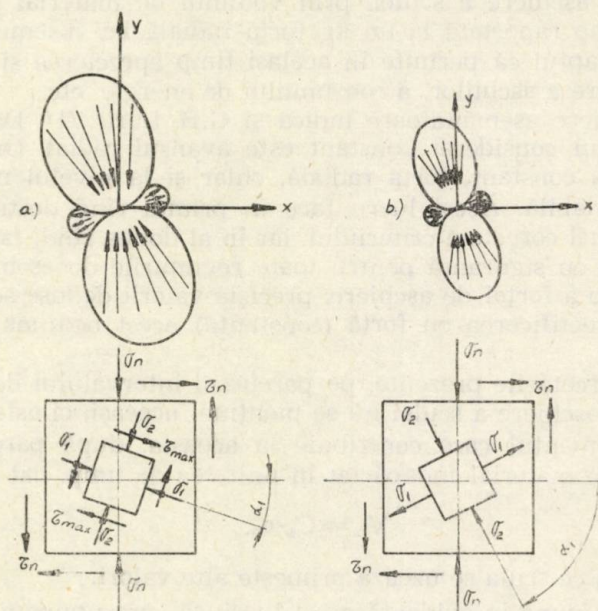


Fig. 1. Solicitarea unității de suprafață a granulelor abrazive așchietoare, la lucrul cu $P_y = ct$.
a — solicitarea în cazul discului nou ascuțit.
b — solicitarea în cazul discului uzat.

La începutul prelucrării, cînd scula este nou ascuțită, suprafața virfurilor granulelor așchietoare este relativ mică. Eforturile, normal și tangențial, care rezultă conform relațiilor (6) și (7) sînt ca atare mari, ceea ce dă o solicitare a unității de suprafață intensă. Corespunzător acestuia și volumul de material îndepărtat în unitatea de timp va fi mare.

Pe măsură însă ce scula se uzează, datorită faptului că suprafața granulelor așchietoare crește (cazul lucrului cu tocire a granulelor) iar forța P_y rămîne aceeași, eforturile normal și tangențial au tendința să scadă. În consecință și solicitarea unității de suprafață primește aceeași dependență, iar volumul de material îndepărtat în unitatea de timp care rezultă (relația 5), va fi din ce în ce mai mic. Acest lucru raportat la forța radială face ca și capacitatea de așchiere a sculei să scadă în aceeași măsură. Dacă însă suprafața de așchiere a granulelor se menține aproximativ constantă (cazul rectificării cu autoascuțire totală) capacitatea de așchiere a sculei rămîne aceeași.

Pentru $P_y = \text{ct}$, legea de variație a suprafeței de uzură a granulelor corespunde pe deplin cu cea exprimată de relația :

$$a = 2\lambda \cdot \eta \cdot L_f \left[1 - (1 - \alpha)e^{-\frac{L}{2L_f}} \right] \quad (10)$$

După Yoshikava [4], această relație reprezintă soluția ecuației diferențiale

$$\frac{da}{dL} = \lambda \eta - \frac{a}{2L_f} \quad (11)$$

în care λ este densitatea granulelor pe suprafața discului abraziv, η coeficient de uzură, L_f durata de lucru a unei granule așchietoare iar L lungimea de așchiere. Conform acesteia, variația lui a în funcție de L pentru λ , η și L_f constanți, situație ce corespunde lucrului cu o singură sculă în condiții identice, se arată schematic în fig. 2. Cum însă în realitate atât sculele cât și condițiile de așchiere diferă, rezultă că și parametrii indicați primesc diverse valori, fapt ce duce la schimbarea variației în timp sau lungime de așchiere a suprafeței analizate. Pentru diverse valori ale lui L_f , acest lucru se vede în fig. 3

Folosind pentru variația suprafeței de uzură a granulelor ecuația (10), efortul normal în timpul așchierii poate fi scris astfel :

$$\sigma_n = \frac{P_y}{2\lambda \cdot \eta \cdot L_f \left[1 - (1 - \alpha)e^{-\frac{L}{2L_f}} \right]} \quad (12)$$

Conform acestei relații, odată cu creșterea lungimii de așchiere, valoarea lui σ_n scade, iar această scădere este cu atât mai pronunțată, cu cât durata de lucru a unei granule este mai mare. Tot de aici mai reiese și faptul că odată cu creșterea forței de așchiere crește și valoarea efortului normal, iar scăderea înregistrată în timp, din cauza micșorării corespunzătoare a duratei de lucru a granulelor, este din ce în ce mai mică. Schematic, dependențele anunțate, în funcție de lungimea de așchiere și diverse valori pentru P_y , arată ca în fig. 4

Trecînd de la σ_n la volumul de material îndepărtat în unitatea de timp, pe baza relațiilor (5) și (12) se poate scrie că :

$$V_m = \frac{C_1 \cdot P_y}{2\lambda \cdot \eta \cdot L_f \left[1 - (1 - \alpha)e^{-\frac{L}{2L_f}} \right]} \quad (13)$$

în care C_1 este o constantă ce depinde de natura materialului prelucrat, regimul de așchiere, natura lichidului de răcire iar η suprafața de lucru a granulelor așchietoare în stare nouă ce este influențată de scula folosită la îndreptare, regimul de așchiere etc.

În relația (13), elementele ce influențează creșterea sau descreșterea volumului de material îndepărtat în timp sînt, după cum se vede, aceleași

din expresia (12). Totuși aici mai apare în plus constanta C_1 , care însă nu schimbă variația în timp a parametrului analizat, ci îl deplasează doar în sus sau în jos. În fig. 5 se prezintă din punct de vedere teoretic dependențele analizate, ceea ce scoate în evidență faptul că, odată cu creșterea lungimii de așchiere, volumul de material așchiat scade și că această scădere este cu atât mai mică, cu cât forța de așchiere este mai mare și invers.

Pentru capacitatea de așchiere a sculei, dependența care rezultă, în baza relațiilor (4) și (13), este de forma :

$$K = \frac{C_1}{2\lambda \cdot \eta \cdot L_f \left[1 - (1 - \alpha)e^{-\frac{L}{2L_f}} \right]} \quad (14)$$

care în funcție de lungimea de așchiere și diverse valori pentru P_y arată ca în fig. 6. Conform acesteia pe măsură ce durată de lucru a unei granule scade, fapt ce se obține prin creșterea lui P_y , se micșorează sensibil și intensitatea variației în timp a parametrului analizat. La limită, această variație se poate considera chiar nulă, iar capacitatea de așchiere a sculei devine constantă. Tot de aici, mai rezultă încă un fapt, și anume, acela că forța P_y , de care depinde implicit durată de lucru a unei granule, influențează, pînă la o anumită limită, sensibil capacitatea de așchiere a sculei, după care însă în continuare creșterea ei nu mai are nici o importanță.

Pentru încercări a fost folosită o mașină de rectificat rotund exterior, acționată hidraulic, de tip R.U. 200 fabricată de Uzina mecanică din Cugir. La această mașină în locul păpușii fixe port piesă și a celei mobile, a fost aplicat un dispozitiv cu ajutorul căruia se asigură, în tot cursul rectificării, apăsarea radială constantă a piesei asupra discului.

Rezultatele obținute în timpul experiențelor arată ca în fig. 7 și verifică în întregime teoria elaborată.

Din aceste rezultate, se vede în primul rînd că, odată cu creșterea timpului de lucru capacitatea de așchiere a sculei scade. Iar această scădere este cu atât mai pronunțată cu cât și forța aplicată este mai mică.

Motivul, după părerea noastră, care face ca pe măsură ce forța de apăsare crește, capacitatea de așchiere să scadă din ce în ce mai puțin în timpul lucrului, se datorește felului uzurii, ce se schimbă atât ca intensitate cât și ca formă. În același timp, se consideră că, un rol tot atât de important îl are și suprafața de uzură a granulelor, care este bineînțeles direct dependentă de natura uzurii.

Într-adevăr, la forțe mici, uzura ce ia naștere este cu precădere cea de tocire. Aici, proprietățile așchietoare ale granulelor abrazive scad proporțional cu tocirea înregistrată, de unde și capacitatea de așchiere primește aceeași variație. La forțe mari, pe lîngă tocire apare și ruperea unor particule din granulele active, proprietățile lor așchietoare se mențin la un nivel ceva mai ridicat și în consecință și capacitatea de așchiere scade mai puțin.

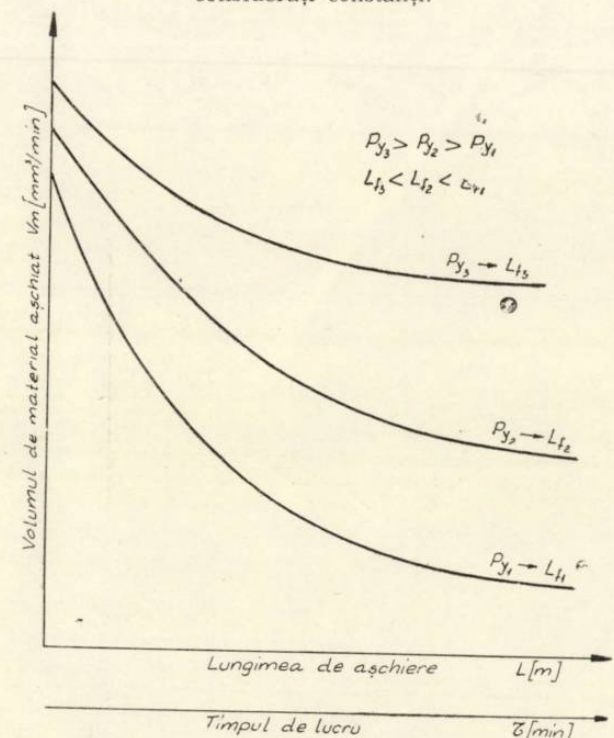
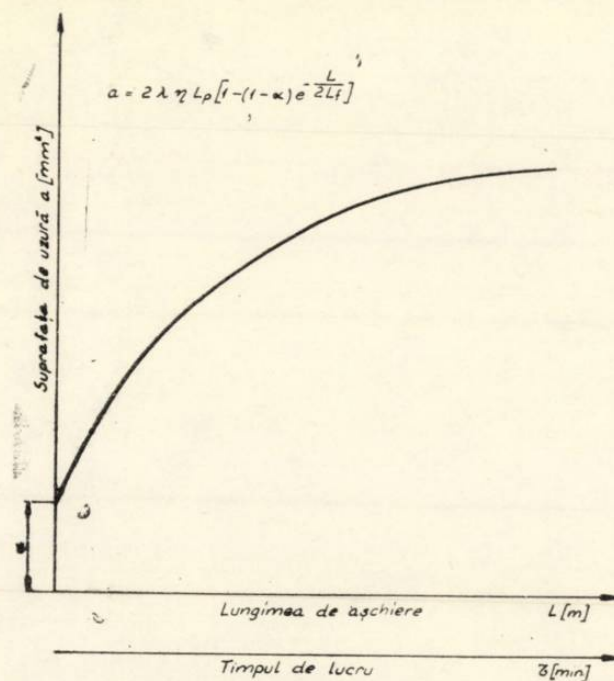


Fig. 5. Variația volumului de material așchiat în unitatea de timp în funcție de lungimea de așchiere și diverse valori pentru P_y

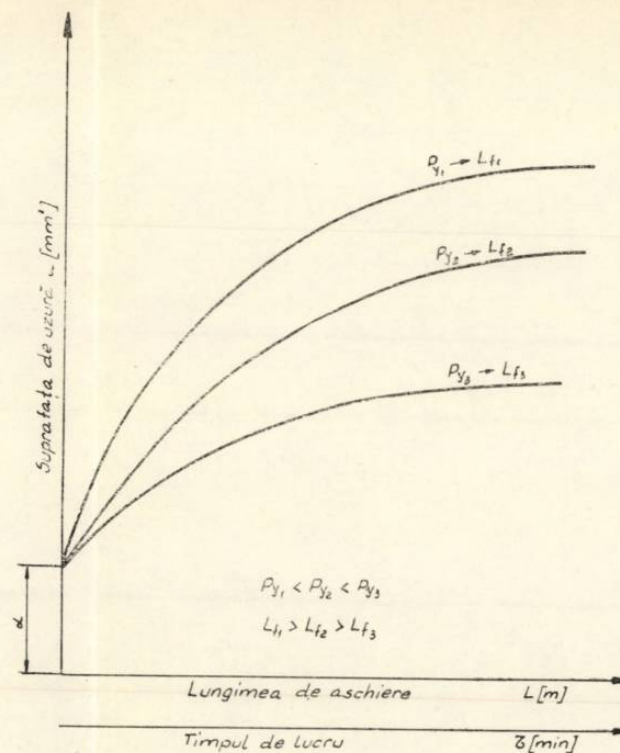


Fig. 3. Variația suprafeței de uzură a granulelor în funcție de lungimea de așchiere pentru diferite valori ale lui L_f

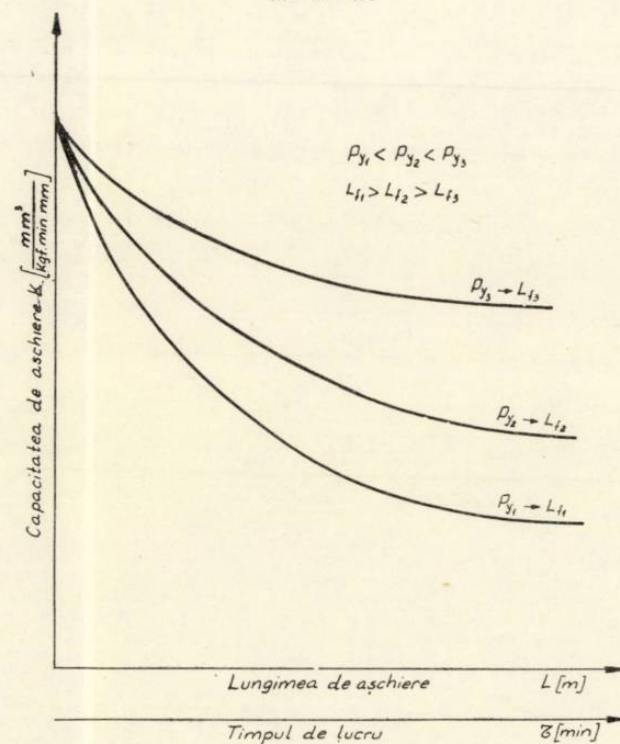


Fig. 6. Variația capacității de așchiere în funcție de lungimea de așchiere și diverse valori pentru L_f

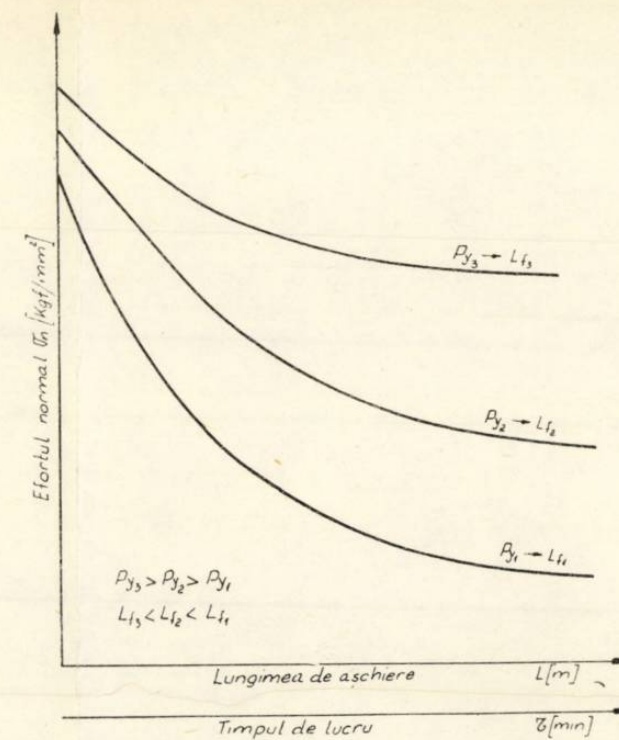


Fig. 4. Variația efortului normal σ_n în funcție de lungimea de așchiere și diferite valori pentru P_y

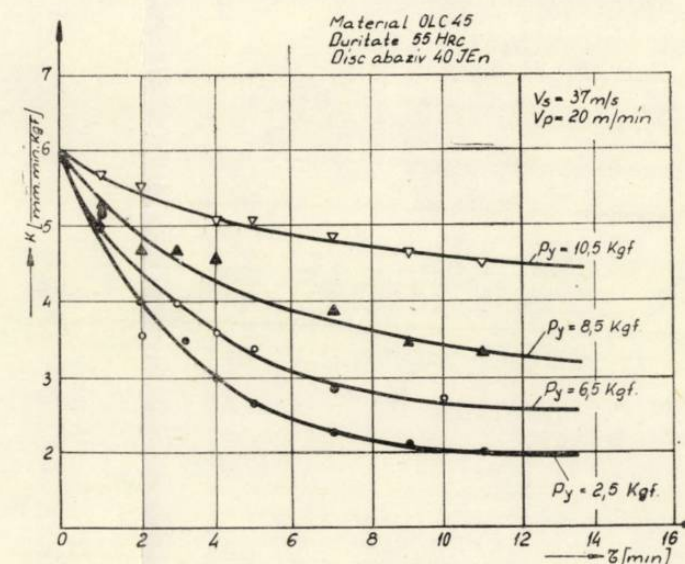
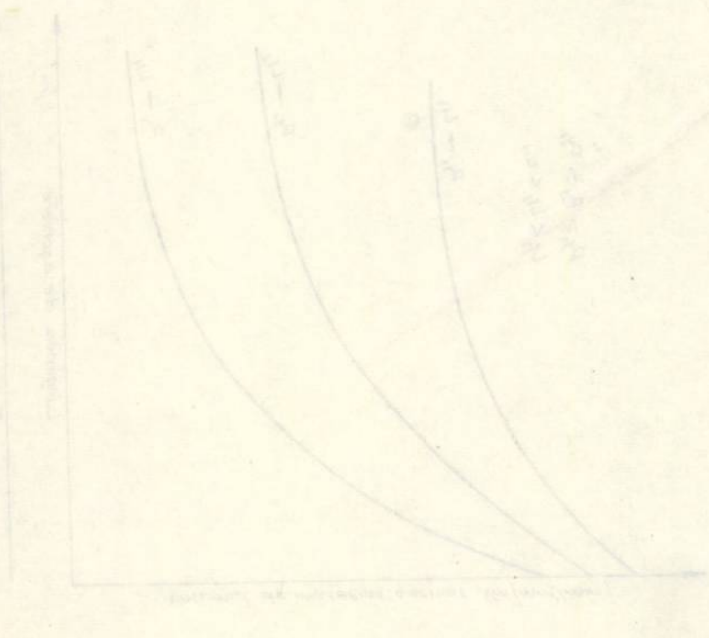
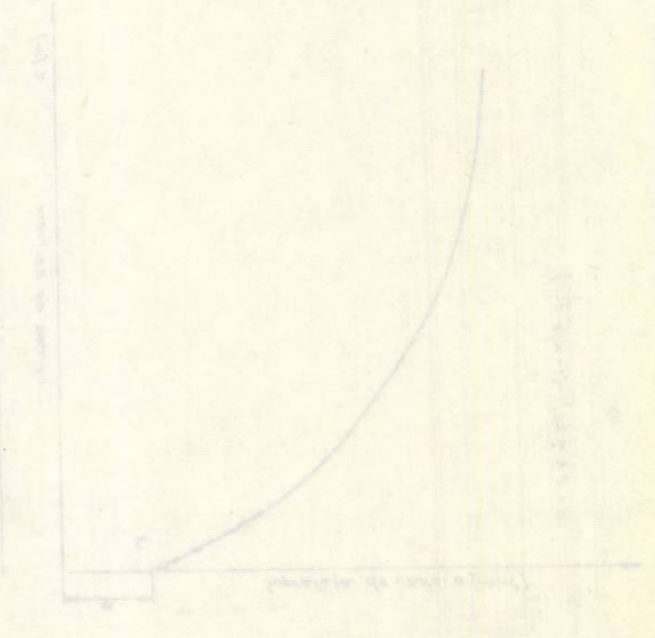


Fig. 7. Variația capacității de așchiere a sculei în timpul lucrului, pentru diferite forțe de apăsare.

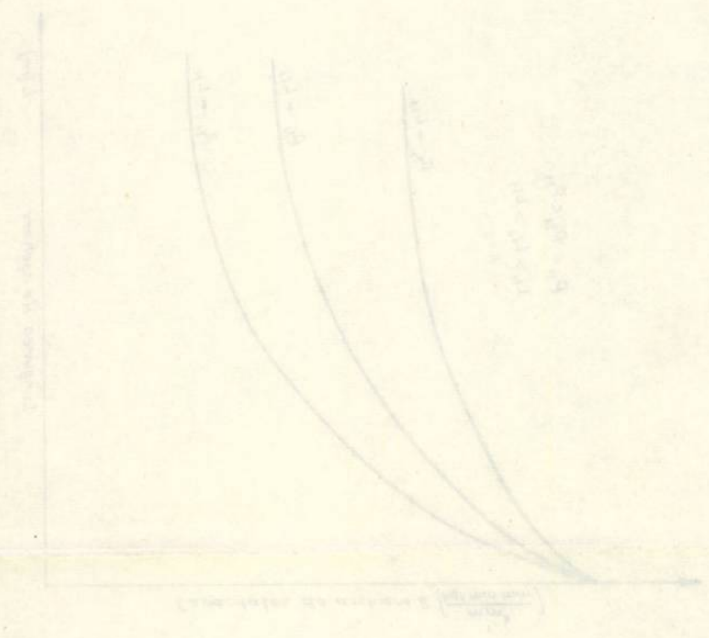
Atividade 1: Construa a curva L₁ no plano cartesiano, considerando o eixo horizontal como o tempo t e o eixo vertical como a distância s. A curva L₁ representa a trajetória de um objeto em movimento retilíneo uniformemente acelerado.



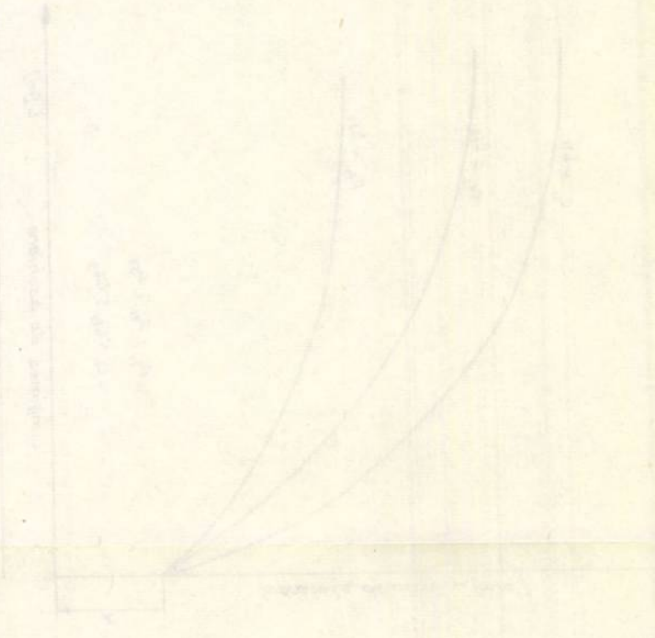
Atividade 2: Construa a curva L₂ no plano cartesiano, considerando o eixo horizontal como o tempo t e o eixo vertical como a velocidade v. A curva L₂ representa a velocidade de um objeto em movimento retilíneo uniformemente acelerado.



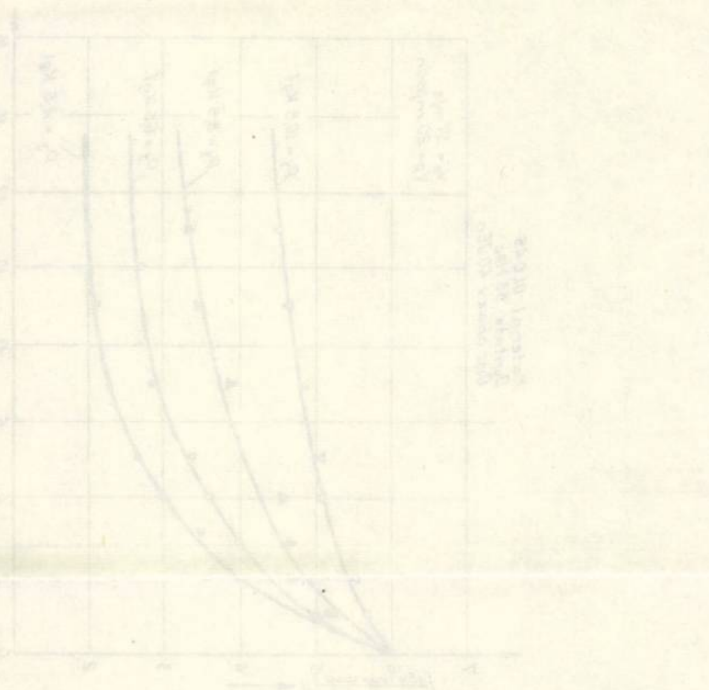
Atividade 3: Construa a curva L₃ no plano cartesiano, considerando o eixo horizontal como o tempo t e o eixo vertical como a aceleração a. A curva L₃ representa a aceleração de um objeto em movimento retilíneo uniformemente acelerado.



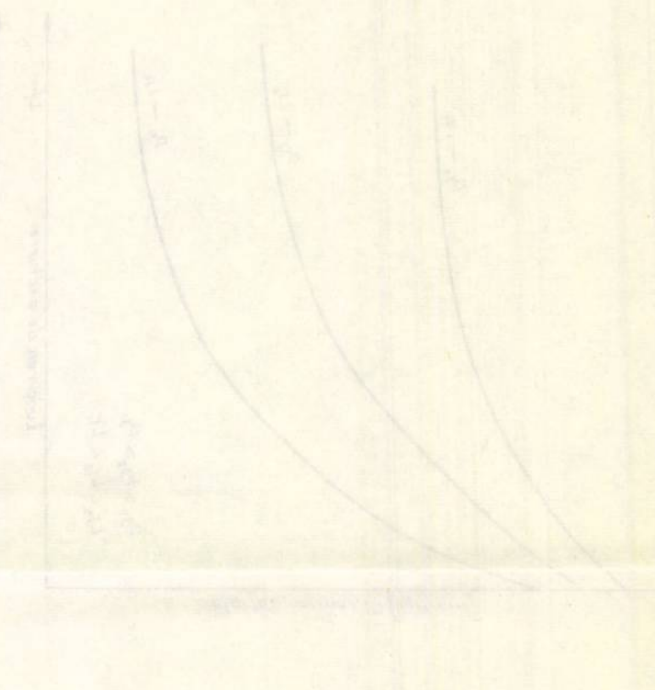
Atividade 4: Construa a curva L₄ no plano cartesiano, considerando o eixo horizontal como o tempo t e o eixo vertical como a posição s. A curva L₄ representa a posição de um objeto em movimento retilíneo uniformemente acelerado.



Atividade 5: Construa a curva L₅ no plano cartesiano, considerando o eixo horizontal como o tempo t e o eixo vertical como a velocidade v. A curva L₅ representa a velocidade de um objeto em movimento retilíneo uniformemente acelerado.



Atividade 6: Construa a curva L₆ no plano cartesiano, considerando o eixo horizontal como o tempo t e o eixo vertical como a aceleração a. A curva L₆ representa a aceleração de um objeto em movimento retilíneo uniformemente acelerado.



În cazul în care scula lucrează cu autoascutire totală (P_y foarte mare), proprietățile aşchietoare ale granulelor abrazive sînt aproape aceleaşi pe toată durata lucrului, ceea ce face ca şi capacitatea de aşchiere să rămînă constantă.

Zusammenfassung

Nach einer kurzen Darstellung des bis heute unternommenen Versuche, einen passenden Beurteilungskriterium für die Schneidfähigkeit der Schlufscheiben zu ermitteln, wird in diesem Beitrag eine neue Methode vorgeschlagen die sich auf die Radial-Komponente der Schnittkraft stützt.

Die neue Theorie wird durch versuche geprüft.

Bibliografie

1. LURIE, G. B.: *Criteria otenki rabotosposobnosti şlifavalnih crugoh*. Vestnik maşinostroeniia nr. 4, 1967.
 2. MCKEE, MOORE şi BOSTON: *Cercetarea procesului de rectificare rotundă*. Trans. ASME XI, 1948, vol. 70 nr. 8.
 3. ROBERT S., HAHN şi R. LINDSAY: *On the Effects of Real Area of contact and Normal Strees in Grindig*. Annals of the C.I.R.P., vol. XV pag. 197—204. Anglia, 1967.
 4. YOSHIKAWA, H.: *Theory of Tool Life for the Grinding Wheel*. Annals of the C.I.R.P. Vol. XIV, pag. 347—354 (1967).
-

26 ianuarie 1970.

PRIVITOR LA CALCULUL REGIMURILOR DE AȘCHIERE PE STRUNGURI AUTOMATE MULTIAXE

V. NICOLAE IVAN, GHEORGHE BONCOI

În ceea ce privesc regimurile de așchiere utilizate pe strunguri automate multiaxe și în general la prelucrările cu multiscule, astăzi nu există o teorie unitară și bine fundamentată pentru calculul acestora. În teoria lui Saumean [5] se încearcă o astfel de rezolvare, care indică doar modul de calcul al vitezei de așchiere, în plus, fiind incomod de aplicat în practica uzinală. În lucrarea de față se încearcă găsirea unei metode care să permită stabilirea regimurilor de așchiere pe strungurile automate multiaxe cu aplicabilitate cât mai rapidă în practică și care să corespundă cât mai mult condițiilor de prelucrare incomplet. Contribuția modestă a acestei lucrări, care nu avem pretenția că rezolvă pe de-a-ntregul problema ridicată, poate constitui o bază de plecare în această direcție și ea trebuie încheiată cu concluzii materializate în tabele, din care tehnologul să poată extrage fără nici un calcul, regimurile de așchiere pentru cazurile întâlnite în practică.

După cum se știe, productivitatea unei mașini-unelte considerată pentru o perioadă de lucru a mașinii cu mult mai mare decât toate durabilitățile sculelor utilizate, nu crește proporțional cu parametrii regimului de așchiere (v, s, t). Chiar și pentru mașini-unelte „ideale” pentru care timpul consumat pentru cursele de gol (τ_g) este zero, acest lucru nu este posibil datorită așa-numitelor pierderi de categoria doua, adică a pierderilor de timp consumate cu schimbarea și reglarea sculelor. Cele enunțate mai sus au un caracter general, fiind valabile pentru orice mașină-uneltă, dar cu pregnanță ele se verifică în cazul lucrului la strungurile automate multiaxe la care pierderile pentru cursele de gol sînt reduse la minimum (astăzi majoritatea strungurilor automate multiaxe au $\tau_g = 2,5$ sec) iar numărul de scule este mare. În diagramele din fig. 1 și fig. 2 [5], se prezintă

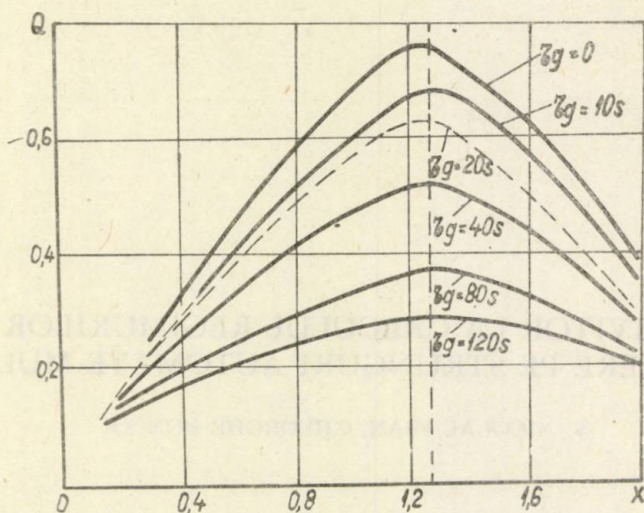


Fig. 1. Variația productivității mașinilor-unelte automate în funcție de regimul de așchiere și pentru diferite valori ale lui τ_g .

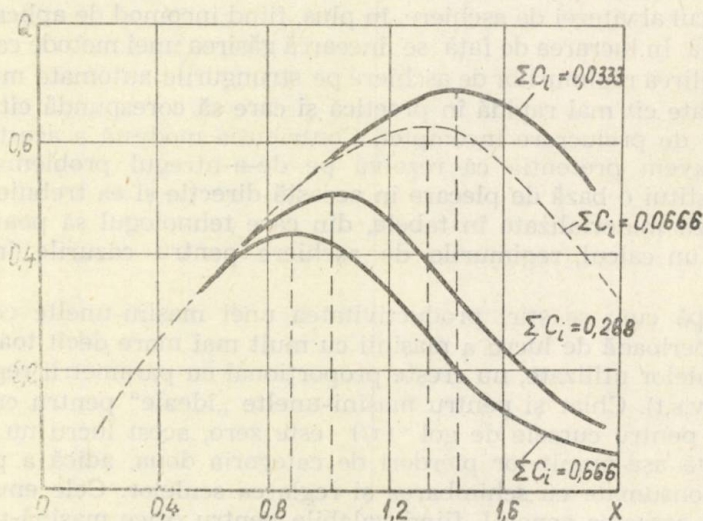


Fig. 2. Variația productivității mașinilor-unelte automate în funcție de regimurile de așchiere și pentru diferite valori ale lui ΣC_i .

interdependentele dintre productivitățile mașinilor-unelte automate, regimurile de aşchiere şi pierderile de categoria I-a şi a II-a.

Din prima diagramă reiese că pentru acele maşini-unelte la care τ_g ia valori mici şi foarte mici, variaţii mici în jurul valorii lui x_{op} (x_{op} — exprimînd coeficientul optim de reducere a vitezei de aşchiere pentru cazul lucrului incomplet faţă de lucrul izolat), reduc valorile productivităţilor, datorită faptului că în jurul lui x_{of} , pantele curbelor productivitate, sînt mult mai mari decît la maşinile-unelte cu τ_g mare şi foarte mare. Din diagrama a doua reiese influenţa mare a regimului de aşchiere asupra productivităţii, cu luarea în consideraţie a pierderilor de categoria a II-a.

Din prima diagramă rezultă că, cu cît τ_g este mai mic (caracteristic maşinilor-unelte automate) regimurile de aşchiere corespunzătoare productivităţii maxime trebuie cît mai precis stabilite. A doua diagramă pune un semn de întrebare asupra oportunităţii intensificării regimurilor de aşchiere în scopul măririi productivităţii în cazul lucrului la maşinile-unelte unde numărul de scule este mare.

Din cele expuse pînă aici, rezultă utilitatea găsirii unei metode de calcul a regimurilor de aşchiere optime din punct de vedere al minimizării pierderilor de categoria a II-a şi al productivităţii (căci în acest caz ea este maximă).

Pentru calculul regimurilor de aşchiere utilizate pe strunguri automate multiaxe (în mod analog şi pe maşini-unelte agregate) vom admite următoarea ipoteză: fiecare sculă din completul de scule al strungului automat multiax, lucrează izolat şi independent de celelalte, situaţie pentru care literatura de specialitate ne pune la dispoziţie datele necesare, pentru calculul regimurilor de aşchiere. În cele ce urmează vom lega calculele noastre de durabilităţile sculelor, căci ele determină frecvenţa schimbării acestora şi deci mărimea pierderilor de categoria a II-a. Dintre parametrii regimurilor de aşchiere utilizate pe automatele multiaxe, se va indica modul de calcul al vitezei de aşchiere v şi a avansului s , aceştia doi fiind parametrii cei mai importanţi şi convenabili din punct de vedere al mărimii durabilităţii sculelor, în cazul lucrului pe automate multiaxe. Vom face următoarele notaţii :

$T_{10}, T_{20} \dots T_{i0} \dots T_{no}$ — durabilităţile sculelor [min] din completul strungului automat multiax în ipoteza lucrului izolat.

$T_1, T_2 \dots T_i \dots T_n$ — durabilităţile sculelor [min] din complet în cazul lucrului incomplet.

$V_{10}, V_{20} \dots V_{i0} \dots V_{no}$ } — parametrii regimurilor de aşchiere
 $S_{10}, S_{20} \dots S_{i0} \dots S_{no}$ } ale sculelor respective în [m/min] respectiv în [mm/rot.] în ipoteza lucrului izolat

$V_1, V_2, \dots, V_i, \dots, V_n$ } — parametrii regimurilor de aşchiere ale
 $S_1, S_2, \dots, S_i, \dots, S_n$ } sculelor respective în [m/min] respec-
 tiv în [mm/rot.] în cazul lucrului in-
 complet.

T_{do} [min] — durabilitatea cea mai mică în cazul lucrului izolat

T_d [min] — durabilitatea cea mai mică în cazul lucrului incomplet

V_{do} [m/min], S_{do} [min/rot] — parametrii regimului de aşchiere ai
 sculei cu durabilitatea T_{do}

V_d [m/min], S_i [mm/rot] — parametrii regimului de aşchiere ai
 sculei cu durabilitatea T_d .

$\tau_{10}, \tau_{20}, \dots, \tau_{i0}, \dots, \tau_{n0}$ — timpii de bază [min] ai sculelor în ipoteza
 lucrului izolat.

$\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_i, \dots, \tau_n$ — timpii de bază [min] ai sculelor lucrînd incomplet

τ_{po} [min] — timpul de bază cel mai lung în ipoteza lucrului izolat

τ_p [min] — timpul de bază cel mai lung în cazul lucrului in-
 complet (timpul frazei celei mai lungi de pe strungul automat
 multiax şi care determină productivitatea tehnologică).

$\tau_{1s}, \tau_{2s}, \dots, \tau_{is}, \dots, \tau_{ns}$ — timpii necesari schimbării sculelor [min]

τ_{ds} [min] — timpul necesar schimbării sculei cu durabilitatea
 T_{do} (T_d)

τ_{ps} [min] — timpul necesar schimbării sculei cu timpul de bază
 τ_{po} (τ_p)

Considerînd un interval de timp τ fără timpii consumaţi cu
 cursele de gol, (aceştia fiind constanţi) strungul automat multiax va lucra
 doar un timp τ_1 . Ca urmare pentru perioada de timp considerată, durata
 totală de inactivitate a maşinii datorită pierderilor de categoria a II-a
 (schimbarea sculelor) va fi:

$$\tau - \tau_1 = a \cdot \tau_s \quad (1)$$

în care :

τ_s [min] — timpul consumat cu schimbarea tuturor sculelor rapor-
 tat la o singură piesă.

a — numărul de piese prelucrate în timpul τ_1 şi care este egal cu:

$$a = \frac{\tau_1}{\tau_p} \quad (2)$$

Notăm cu : $U_1, U_2, \dots, U_i, \dots, U_n$ — numărul necesar de schimbări ale fie-
 cărei scule pentru ca maşina să poată lucra un timp τ_1 . Ca urmare
 putem scrie :

$$U_i = \frac{\tau_1}{T_i} \quad (3)$$

Ținând cont de relațiile de mai sus precum și de participarea fiecărei scule la procesul de prelucrare putem scrie:

$$\tau_s = \sum_{i=1}^n \frac{\tau_i \cdot \tau_{is}}{T_i} \quad (4)$$

în care n , este numărul de scule din complet.

În această relație, vom exprima pe T_i funcție de durabilitatea cea mai mică (T_d) iar pe τ_i , funcție de timpul de bază ce determină productivitatea tehnologică (τ_p) [4] după cum urmează:

$$T_i = T_d \cdot \alpha_i \quad (5)$$

în care α_i este un coeficient supraunitar, adimensional în care

$$\tau_i = \tau_p \cdot \beta_i \quad (6)$$

în care β_i este un coeficient subunitar adimensional.

Substituind în relația (4), mărimile T_i și τ_i cu expresiile lor date de relațiile (5) și (6) obținem :

$$\tau_s = \frac{\tau_p}{T_d} \sum_{i=1}^n \frac{\beta_i}{\alpha_i} \tau_{is} \quad (7)$$

Productivitatea unui strung automat multi-ax cu luare în considerare și a timpilor de gol și a celor consumați cu schimbarea sculelor va fi:

$$Q = \frac{1}{\tau_p + \tau_g + \tau_s} \text{ [buc/min]} \quad (8)$$

Dar,

$$\tau_p = \frac{\pi \cdot d_p \cdot L_p}{1000 \cdot V_p \cdot S_p} \text{ [min]} \quad (9)$$

în care :

d_p [mm] — diametrul așchiat de scula cu timpul de bază cel mai lung.

L_p [mm] — lungimea așchiată de aceeași sculă

Conform relației (5) avem :

$$T_p^{m_p} = T_d^{m_p} \cdot \alpha_p^{m_p} \quad (10)$$

în care m_p — este exponentul durabilității

Din teoria așchierii [3] se știe că :

$$V_p = \frac{C_p}{T_p^{m_p} \cdot t_p^{x_p} \cdot S_p^{y_p}} \quad (11)$$

Introducând relația (10) în relația (11) se obține :

$$V_p = \frac{C_p}{T_d^{m_p} \cdot \alpha_p^{m_p} \cdot t_p^{x_p} \cdot S_p^{y_p}} \quad (12)$$

Substituind pe v_p din relația (9) cu valoarea sa dată de relația (12) expresia lui τ_p devine :

$$\tau_p = C_1 \cdot T_d^{m_p} \quad (13)$$

în care s-a notat :

$$C_1 = \frac{\pi \cdot d_p \cdot L_p \cdot \alpha_p^{m_p} \cdot t_p^{x_p}}{1000 \cdot C_p \cdot S_p^{1-y_p}}$$

(În această relație se ia $S_p \approx S_{p0}$)

Cu ajutorul relației (13), expresia lui τ_s dată de relația (7) devine:

$$\tau_s = C_1 \cdot T_d^{m_p-1} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{\beta_i}{\alpha_i} \tau_{is} \quad (14)$$

Ca urmare productivitatea dată de relația (8) poate fi scrisă sub forma :

$$Q = \frac{1}{C_1 T_d^{m_p} + \tau_s + C_1 T_d^{m_p-1} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{\beta_i}{\alpha_i} \tau_{is}} \quad (15)$$

Ca o primă etapă de calcul a regimurilor de aşchiere utilizate pe strungurile automate multiaxe, vom calcula regimul de aşchiere pentru scula din complet care are durabilitatea T_d . În acest scop în relația (15) vom înlocui pe T_d cu o relație analogă expresiei (11).

$$T_d = \frac{C d_1}{v_d^{z_d} \cdot t_d^{x_d} \cdot s_d^{y_d}} \quad (16)$$

În această relație v_d și s_d sînt tocmai necunoscutele pe care dorim să le calculăm. Conform celor enunțate la început, să legăm pe v_d și s_d de v_{d0} și s_{d0} (Reamintim că v_d , s_d reprezintă parametrii regimului de aşchiere pentru cazul lucrului incomplet, iar v_{d0} , s_{d0} sînt parametrii regimului de aşchiere în ipoteza lucrului izolat). Legăturile dintre parametrii de mai sus pot fi exprimate prin niște relații de forma:

$$v_d = r_d \cdot v_{d0} \text{ și } s_d = w_d \cdot s_{d0} \quad (17)$$

În care r_d și w_d , sînt coeficienți adimensionali.

Cu relațiile (17) expresia lui T_d devine :

$$T_d = \frac{T_{d0}}{r_d^{z_d} \cdot w_d^{y_d}} \quad (18)$$

Ca urmare, expresia productivității dată din relația (17) poate fi scrisă sub forma :

$$Q = \frac{1}{C_1 T_{do}^{m_p} \cdot r_d^{-\frac{m_p}{m_d}} \cdot w_d^{-\frac{m_p}{m_d}} y_d + \tau_g + C_1 T_{do}^{m_p-1} \cdot r_d^{-\frac{m_p-1}{m_d}} \cdot w_d^{-\frac{m_p-1}{m_d}} y_d} \cdot \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{\beta_i}{\alpha_i} \tau_{is}} \quad (19)$$

Dintre multitudinea valorilor lui r_d și w_d , interesează doar acelea, ce optimizează funcția Q , din punctul nostru de vedere (adică Q devine maximă).

Aceste valori ale lui r_d și w_d , vor rezulta ca soluții ale sistemului de ecuații rezultate din anularea derivatelor parțiale ale funcției productivitate (19) în raport cu r_d și w_d .

Adică :

$$\begin{cases} \frac{\partial Q}{\partial r_d} = 0 \\ \frac{\partial Q}{\partial w_d} = 0 \end{cases} \quad (20)$$

Pentru ca în punctul staționar cercetat (r_d , w_d) rezultat din condițiile necesare obținerii unuia extrem, (dat de execuțiile sistemului (20), funcția $Q(r_d, w_d)$ să admită un maxim propriu, mai trebuie îndeplinite și condițiile suficiente care sînt :

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 Q}{\partial r_d^2} \cdot \frac{\partial^2 Q}{\partial w_d^2} - \frac{\partial^2 Q}{\partial r_d \cdot \partial w_d} &> 0 \\ \frac{\partial^2 Q}{\partial r_d^2} &< 0 \end{aligned} \quad (21)$$

Menționăm că aceste condiții sînt îndeplinite.

Făcînd calculele și eliminînd soluția $r_d = w_d = 0$ care nu interesează obținem:

$$\frac{T_{do} \cdot m_p}{(1-m_p) \cdot \sum_{i=1}^n \frac{\beta_i}{\alpha_i} \tau_{is} \cdot r_d^{\frac{1}{m_d}} \cdot w_d^{\frac{y_d}{m_d}}} = 1 \quad (22)$$

Această relație este de cea mai mare importanță, căci ea permite calcularea unuia dintre coeficienții r_d sau w_d prin adoptarea celuilalt, după cum urmează :

Fie :

$$r_d^{\frac{1}{m_d}} = \frac{T_{do} \cdot m_p}{(1-m_p) \cdot \sum_{i=1}^n \frac{\beta_i}{\alpha_i} \tau_{is} \cdot w_d^{\frac{y_d}{m_d}}} = 1 \quad (23)$$

Fie :

$$w_d^{\frac{y_d}{m_d}} = \frac{T_{do} \cdot m_p}{(1-m_p) \cdot \sum_{i=1}^n \frac{\beta_i}{\alpha_i} \tau_{is} \cdot r_d^{\frac{1}{m_d}}} \quad (24)$$

Asupra coeficienților β_i și α_i facem precizarea că aceștia pot fi luați ca în cazul lucrului cu scule individuale, adică:

$$\alpha_i = \frac{T_{io}}{T_{do}}, \quad \beta_i = \frac{\tau_{io}}{\tau_{po}}$$

Sau ei pot fi luați din experiența proprie a tehnologului (în special β_i).

Pentru a putea compara și mai bine regimurile de aşchiere ce trebuie folosite pe automatele multiaxe, în raport cu cele utilizate la prelucrările cu aceleași scule, dar în cazul lucrului izolat, să presupunem că avem de prelucrat o piesă foarte simplă. În vederea creșterii productivității, prelucrăm această piesă pe un automat multi-ax cu b axe și b cuțite de același fel (fig. 3).

Ca urmare putem scrie :

$$m_i = m_p = m_d = m$$

$$\beta_i = \alpha_i = 1$$

$$\tau_{is} = \tau_{s \text{ com}}, \quad \text{deci, } \sum_{i=1}^n \frac{\beta_i}{\alpha_i} \tau_{is} = b \cdot \tau_{s \text{ com}}$$

Pentru cazul cînd am lua $w_d = 1$, relația (23) devine :

$$r_d^z = \frac{T_{do} \cdot m}{(1-m) \tau_{s \text{ com}}} \cdot \frac{1}{b}$$

Cum $\frac{T_{do} \cdot m}{(1-m) \cdot \tau_{s \text{ com}}} = 1$, relația de mai sus poate fi scrisă sub forma :

$$r_d = \frac{1}{\sqrt[b]{z}} \quad (25)$$

Rezultă că în cazul prelucrării piesei din figură și în condițiile amintite, viteza de aşchiere trebuie redusă de $\sqrt[b]{z}$ ori.

Odată știuți r_d și w_d , conform relațiilor (17) se pot calcula v_d și s_d . Prin urmare regimul de așchiere pentru scula cu durabilitatea T_d , deci în condițiile lucrului incomplet este știut. Mai departe, trebuie stabilite

Denumirea automat		Strung automat cu „b” axe.		
Poziția	Support	Succesiunea Fazelor		Material Semi-fabricat
1	Lg	Strunjire longitudinală $\phi d + \frac{d}{2} + 0,5$		
2	Lg	Strunjire longitudinală cu respectarea cotei d+0,5		
3	Lg	Strunjire longitudinală cu respectarea cotei $3\frac{d}{2} + 0,5$		
b	Tr (Lg)	Strunjire față curată și țesire 0,5x45°		

Fig. 3

și regimurile de așchiere pentru celelalte scule din complet, adică trebuie calculați parametrii v_i , s_i . Pentru acest lucru vom introduce în calcul coeficienții r_i , w_i cu aceeași semnificație ca și r_d și w_d . Ca urmare putem scrie :

$$v_i = r_i \cdot v_{i0} \quad s_i = w_i \cdot s_{i0} \quad (26)$$

Pentru găsirea acestor coeficienți, vom exprima durabilitățile T_i , în două moduri și anume :

Conform relațiilor (5) și (18) T_i poate fi scris astfel :

$$T_i = \frac{T_{d0}}{r_d^{z_d} \cdot w_d^{z_{dy_d}}} \cdot a_i$$

iar analog relației (22) T_i poate fi scris și astfel :

$$T_i = \frac{T_{io}}{r_i^{z_i} \cdot w_i^{z_i y_d}}$$

Din egalarea celor două expresii și ținînd cont că $T_i = T_{do} \cdot \alpha$ rezultă :

$$r_i^{z_i} \cdot w_i^{z_i y_i} = r_d^{z_d y_d} \cdot w_d^{z_d y_d} \quad (27)$$

Cum r_d și w_d sînt cunoscuți, rezultă posibilitatea de calcul a unuia din coeficienții r_i respectiv w_i prin adoptarea celui alt, adică de exemplu :

$$r_i^{z_i} = \frac{r_d^{z_d} \cdot w_d^{z_d y_d}}{w_i^{z_i y_i}}$$

sau logaritmind

$$\log r_i = \frac{z_d}{z_i} (\log r_d + y_d \log w_d) - y_i \log w_i \quad (28)$$

expresie ce reprezintă ecuația unei drepte (fig. 4)

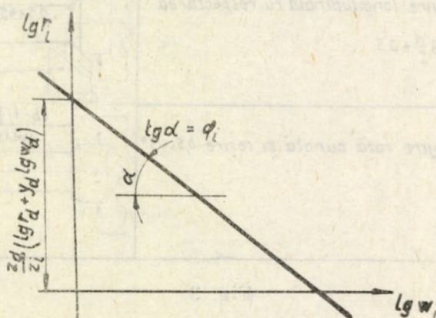


Fig. 4

Încheiem lucrarea, prin a spune, că odată stabilite regimurile de aşchiere pentru fiecare sculă din complet, mai departe, se pune problema găsirii regimurilor de aşchiere comune grupurilor de scule în care a fost împărțit completul, precum și problema alegerii judicioase a regimului de schimbare a sculelor. De aceste probleme ne vom ocupa în lucrări viitoare.

Aplicația :

Aplicînd cele spuse pînă aici la uzinarea reperului din fig. 5, au rezultat regimurile de aşchiere din foaia de calcul deduse din tab. 1.

Denumirea automatului		Strung automat cu 6 axe model 1A240-6									
Poziția	Support	Succesiunea fazelor	Viteza de tăiere	Cursa de lucru		Avansul	Nr. de ture	Unghiul curselor în grade			
				pe pleacă	pe camă			cursă utilă	supliment cursă utilă	Total cursă utilă	cursă de gol
1	Lg	Centruire până la $\phi 19,95$	26	9,5	12	0,07	200	137	8	145	215
	Tr	Strunjire spargere $\phi 24 \times 16,9$	14	4	6	0,06	86	137	8	145	215
2	Lg	Strunjire sferic R17 pe lungimea de 10	14	9,5	12	0,07	170	137	8	145	215
3	Tr	Strunjire profil și față dreaptă respectând cotele de 5,1, 16,1 și unghiul de 15°	28	6,5	9	0,075	120	137	8	145	215
4	Tr	Strunjire profil respectând cotele $\phi 17,3$, $\phi 18,3-0,12$ și 5,17.	28	3,35	6	0,075	80	137	8	145	215
5	Lg	Strunjire finisare sferic $\phi 17$ respectând cota de $6,3 \pm 0,2$	14	0,5	12	0,07	170	137	8	145	215
6	Tr	Relezare la cota de 30	30	9	12	0,08	150	137	8	145	215

Fig. 5

Tabela 1.

scula	T _{do} min	T _{io} min	α_i	β_{po} min	β_{io} min	β_i	m_i	γ_i	V _{io} m/min	S _{io} cm ² /min	η_i	w _i	V _i m/min	S _i cm ² /min	β_{si} min
T ₁	24	—	1	—	0,125	0,3	0,3	0,5	26	0,12	1	0,47	26	0,06	10
T ₂	—	40	1,66	0,41	—	1	0,2	0,7	14	0,10	1	0,7	14	0,07	10
T ₃	—	52	2,1	—	0,365	0,9	0,2	0,7	14	0,10	1	0,7	14	0,07	13
T ₄	—	36	1,5	—	0,145	0,35	0,3	0,5	28	0,16	1	0,47	28	0,075	15
T ₅	—	36	1,5	—	0,058	0,14	0,3	0,5	28	0,16	1	0,47	28	0,075	15
T ₆	—	52	2,1	—	0,019	0,046	0,2	0,7	14	0,10	1	0,7	14	0,07	13
T ₇	—	30	1,25	—	0,0435	0,106	0,75	0,65	30	0,13	1	0,61	30	0,08	10

Obs: T₁ - este scula cu durabilitatea cea mai mică.

T₂ - este scula cu timpul de mașină cel mai mare.

Summary

The paper presents a method of calculating the cutting-rate factors which combine to achieve maximum productivity in the case of using multi-tools.

Finally the utility of the method described is illustrated by an example of calculus.

Bibliografie

1. DUCA, Z.: *Bazele teoretice ale prelucrărilor pe mașini-unelte*. Ed. didactică și pedagogică. București, 1969.
2. DUCA, Z.: *Contribuții la problema determinării regimurilor optime de așchiere*. Metalurgia și construcția de mașini nr. 3, martie, 1956.
3. LĂZĂRESCU, I.: *Teoria așchierii metalelor și proiectarea sculelor*. Editura didactică și pedagogică București, 1964.
4. MANOLIU, R. și colectiv: *Mașini agregate și linii automate*. Editura tehnică București, 1965.
5. SAUMBAN, G. A.: *Mașini automate*. Ed. tehnică București, 1957.
6. TEMCIN, G. I.: *Mnogoinstrumentnie naladki*. Moscova, 1963.
7. VLAD, A. și GRIGORESCU, H.: *Reglarea strungurilor automate*. Editura tehnică București, 1965.

27 ianuarie 1970.

STUDIUL POSIBILITĂȚILOR DE AUTOREGLARE A VITEZELOR DE AVANS PE CALE HIDRAULICĂ, LA MAȘINILE-UNELTE DE PRELUCRAT ELECTROLITIC

MIRCEA IVAN, GLIGOR RUSAN

În urma studiului teoretic făcut asupra prelucrării electrolitice, în lucrarea [1] s-a ajuns la concluzia că viteza de prelucrare δ' , precum și densitatea de curent i , din zona de lucru, sînt funcții invers proporționale de mărimea interstițiului de lucru δ . Cele două funcții au fost deduse în condițiile că prelucrarea se face introducînd în zona de lucru un debit constant de electrolit.

Pentru un interstițiu de lucru constant, dacă se modifică debitul de electrolit are loc o modificare a vitezei de prelucrare și a densității de curent, datorită modificării vitezei de îndepărtare a atomilor dizolvați din zona de lucru.

Se consideră o celulă electrochimică (fig. 1) formată din doi electrozi (sculă și piesă) de formă dreptunghiulară, cu lățimea b , relativ mică, și lungimea L . Dacă alimentarea cu electrolit se face perpendicular pe latura mare, celelalte două părți fiind etanșe, debitul de electrolit Q_E , ce trece prin zona de lucru, se poate exprima cu relația lui Bernoulli, celula electrochimică putînd fi asimilată cu o rezistență variabilă (drosel).

$$Q_E = K_E \cdot \alpha_E \cdot S_E \sqrt{p_1 - p_2}, \quad (1)$$

în care $K_E = \sqrt{\frac{2g}{\gamma_E}}$, g fiind accelerația gravitației iar

γ_E — greutatea specifică a electrolitului;

α_E — un coeficient de debit;

S_E — secțiunea de trecere a electrolitului;

p_1 — presiunea electrolitului la intrarea în zona de lucru;

p_2 — presiunea electrolitului la ieșirea din zona de lucru.

În cazul prelucrării electrolitice presiunea p_2 este zero, căci electrolitul după ce parcurge zona de lucru iese în atmosferă, iar relația (1) devine :

$$Q_E = K_E \cdot \alpha_E \cdot S_E \sqrt{p_1} \quad (2)$$

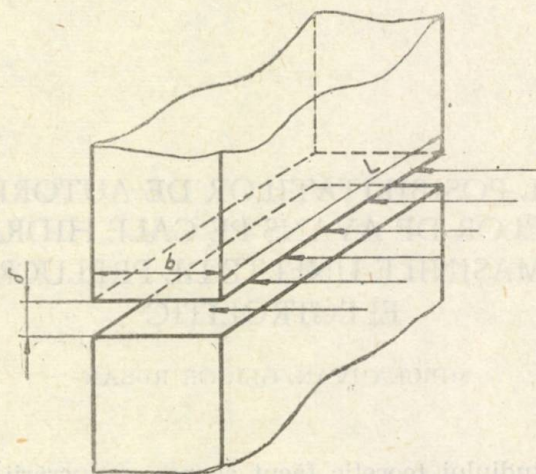


Fig. 1

Secțiunea de curgere a electrolitului este dată de relația :

$$S_E = \delta \cdot L, \quad (3)$$

unde δ este interstițiul de prelucrare;

L — lungimea secțiunii de curgere.

Înlocuind pe (3) și (2) se obține :

$$Q_E = K_E \cdot \alpha_E \delta L \sqrt{p_1} \quad (4)$$

Pentru o anumită formă a secțiunii de curgere, coeficientul α_E este constant și se determină experimental.

Dacă electrolitul se înlocuiește la intervale regulate, iar gradul de impurificare este mai mic ca 10%, se poate considera că și coeficientul K_E rămâne constant în tot timpul prelucrării.

Din relația (4) se poate explicita interstițiul δ , obținându-se :

$$\delta = \frac{Q_E}{K_E \cdot \alpha_E \cdot L \sqrt{p_1}} \quad (5)$$

Pentru cazul în care prelucrarea se face cu un debit constant de electrolit se poate înlocui :

$$\frac{Q_E}{K_E \cdot \alpha_E \cdot L} = C_3,$$

iar relația (5) devine :

$$\delta = \frac{C_3}{\sqrt{p_1}} \quad (6)$$

Pentru realizarea unor prelucrări cu productivități mari și precizii ridicate trebuie ca interstițiul de lucru să se păstreze cît mai constant, în cazul suprafețelor simple, sau să varieze lent de la o valoare minimă (începutul prelucrării) la una maximă (sfîrșitul prelucrării), în cazul suprafețelor complexe.

Dacă interstițiul δ are o valoare minimă (0,25 — 0,35 mm) și se păstrează constant în timpul prelucrării suprafețelor simple, se păstrează constante parametrii electrici și hidraulici, obținîndu-se astfel viteze de prelucrare optime.

Păstrarea constantă a interstițiului, pentru un debit constant de electrolit, poate fi realizată dacă se menține constantă presiunea electrolitului la intrarea în zona de lucru (vezi relația 6) cu ajutorul unui sistem de autoreglare.

Variația presiunii electrolitului la intrarea în zona de lucru, ca urmare a variației interstițiului δ , pentru un debit constant de electrolit, constituie mărirea variabilă a impulsului de intrare în sistemul de reglare a avansului.

Din relația (6) se poate exprima presiunea, în funcție de interstițiu, cu relația :

$$p_1 = \frac{C_3^2}{\delta^2} \quad (7)$$

iar reprezentarea grafică a acesteia este arătată în fig. 2.

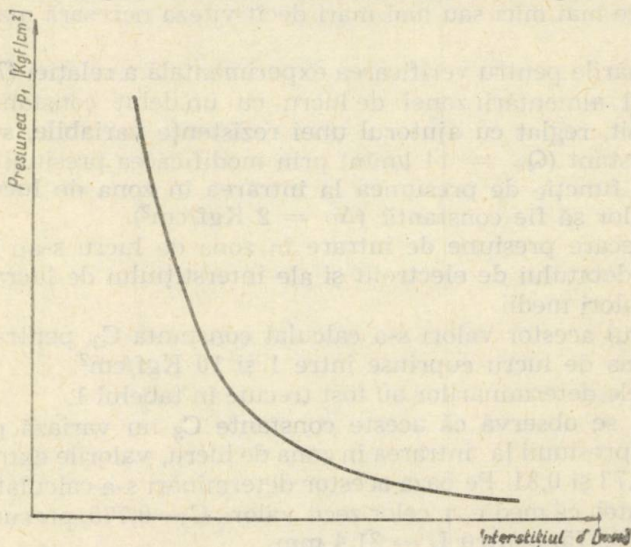


Fig. 2

Din diagramă se observă că la valori mici ale interstițiului de prelucrare (cazul prelucrării electrolitice) variații mici ale interstițiului determină variații mari ale presiunii electrolitului la intrarea în zona de lucru.

Pentru a se determina analitic dependența dintre variația interstițiului și variația presiunii electrolitului, la intrarea în zona de lucru, se diferențiază relația (7), obținându-se

$$dp_1 = - \frac{2C_3^2}{\delta^3} d\delta \quad (8)$$

iar pentru valori finite

$$\Delta p_1 = - \frac{2C_3^2}{\delta^3} \Delta \delta \quad (9)$$

Această relație arată că variația presiunii electrolitului la intrarea în zona de lucru este funcție, nu numai de variația interstițiului, ci și de mărimea acestuia. La valori mari ale interstițiului variații mari ale acestuia determină variații mici ale presiunii de intrare în zona de lucru, iar la valori mici ale interstițiului, variații mici ale acesteia determină variații mari ale presiunii de intrare în zona de lucru.

Pentru ca această metodă de autoreglare să dea rezultate bune trebuie ca sistemul să lucreze în domeniul interstițiilor mici.

Dacă sistemul de autoreglare este sensibil la variații mici de presiune, rezultă că variația interstițiului va fi foarte mică și ca urmare și variația vitezei de prelucrare, respectiv a productivității, va fi mică, obținându-se astfel productivități ridicate de prelucrare.

În același timp, în comparație cu sistemele cu avans constant, se asigură o protecție a mașinii-unelte la scurtcircuitare, prelucrarea zonelor neomogene din material, care prezintă alți coeficienți electrolitici, putându-se face cu viteze mai mici sau mai mari decât viteza necesară materialului de bază.

Determinările pentru verificarea experimentală a relației (7) s-au făcut pentru cazul alimentării zonei de lucru cu un debit constant de electrolit. Acest debit, reglat cu ajutorul unei rezistențe variabile, s-a păstrat aproximativ constant ($Q_E = 14$ l/min) prin modificarea presiunii la intrarea în drosel în funcție de presiunea la intrarea în zona de lucru, în așa fel ca diferența lor să fie constantă ($\Delta p = 2$ Kgf/cm²).

Pentru fiecare presiune de intrare în zona de lucru s-au făcut trei determinări ale debitului de electrolit și ale interstițiului de lucru, valorile adoptate fiind valori medii.

Cu ajutorul acestor valori s-a calculat constanta C_3 , pentru presiuni de intrare în zona de lucru cuprinse între 1 și 10 Kgf/cm².

Rezultatele determinărilor au fost trecute în tabelul 1.

Din tabel se observă că aceste constante C_3 nu variază prea mult cu modificarea presiunii la intrarea în zona de lucru, valorile extreme fiind cuprinse între 0,73 și 0,81. Pe baza acestor determinări s-a calculat valoarea finală a constantei, ca medie a celor zece valori, $C_3 = 0,775$, precum și produsul $K_E \cdot \alpha_E = 0,575$, pentru $L = 31,4$ mm.

Tabelul 1

Nr. critic	p_0 în kgf/cm^2	p_1 în kgf/cm^2	Q în L/min				δ în mm				L în mm	C_3
			1	2	3	M	1	2	3	M		
1	3	1	14	13,8	13,8	13,86	0,7	0,75	0,74	0,73	31,4	0,73
2	4	2	13,9	13,9	14	13,96	0,53	0,55	0,57	0,55	31,4	0,775
3	5	3	14	13,8	14	13,93	0,45	0,47	0,46	0,46	31,4	0,8
4	6	4	13,9	14,1	13,8	13,93	0,39	0,4	0,41	0,4	31,4	0,8
5	7	5	14	14,2	14	14,07	0,37	0,36	0,37	0,366	31,4	0,816
6	8	6	13,9	14,1	14	14	0,33	0,34	0,32	0,33	31,4	0,81
7	9	7	13,8	14	13,9	13,9	0,3	0,28	0,29	0,29	31,4	0,765
8	10	8	14,1	14	14,1	14,07	0,26	0,28	0,27	0,27	31,4	0,76
9	11	9	13,8	13,8	13,9	13,86	0,25	0,26	0,24	0,25	31,4	0,75
10	12	10	14	13,8	14	13,93	0,23	0,24	0,24	0,236	31,4	0,75

Folosind această valoare a constantei s-a trasat, cu linie întreruptă, în fig. 3, curba teoretică de variație a presiunii p_1 la intrarea în zona de lucru, în funcție de mărimea interstițiului δ .

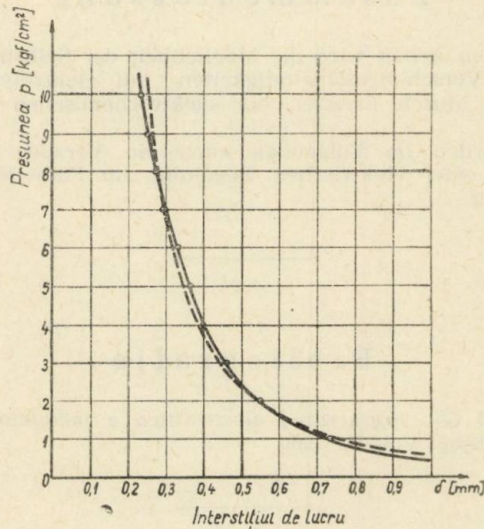


Fig. 3

Pe baza rezultatelor trecute în tabelul 1, în fig. 3 s-a trasat cu linie continuă curba experimentală. Din această figură se observă că există o apropiere foarte mare între curba teoretică și cea experimentală.

Din cauză că prelucrarea electrolică se face la interstiții mici (0,25—0,35 mm), rezultă că, în această zonă, variații mici ale interstițiului deter-

mină variații mari ale presiunii electrolitului la intrarea în zona de lucru. Cu cât se va lucra la interstiții mai mici cu atât viteza de prelucrare va fi mai mare și sistemul de autoreglare pe cale hidraulică mai sensibil.

Astfel, în cazul unor filtrări pretențioase prelucrarea poate avea loc la un interstițiu de lucru de 0,25 mm. La acest interstițiu, un sistem cu autoreglare pe cale hidraulică, sensibil la o variație de 0,1 Kgf/cm², va reacționa la o variație a interstițiului, de 1,2 μm, variație ce nu va fi sesizată de un sistem electric, la care impulsul de intrare în sistem este dat de variația intensității curentului din circuit.

Pe baza acestor concluzii s-a construit un sistem de autoreglare a vitezelor de avans pe cale hidraulică, care a fost studiat teoretic și experimental și propus pentru brevetare.

Acest sistem este superior sistemelor electrice atât din punctul de vedere al sensibilității cât și al simplității construcției (impulsul inițial, în cazul sistemelor hidraulice, nu necesită amplificare).

Zusammenfassung

In der Folgenden Arbeit wird die Möglichkeit der Selbstregelung auf hydraulischem Wege der Vorschubgeschwindigkeiten auf elektrolytisch bearbeitenden Werkzeugmaschinen, durch Einsetzen der elektrochemischen Zelle durch einen Drossel, analysiert.

Gleichfalls werden im Folgenden auch die Vorzüge einer hydraulischen Regelung gegenüber einer elektrischen Regelung, im Falle einer elektrolytischen Bearbeitung, dasgelegt.

Bibliografie

1. IVAN M., RUSAN G.: *Prelucrarea electrolitică a metalelor*, Buletinul Institutului politehnic Brașov. Vol. XI 1969.

20 ianuarie 1970.

CONSIDERAȚII ASUPRA CREȘTERII PRODUCTIVITĂȚII PRESELOR MECANICE CU MANIVELA, PRIN ECHIPAREA ACESTORA CU CUPLAJE PLANETARE

ION TUREAC

Din datele furnizate de teoria plasticității și din practică se cunoaște că viteza optimă pentru ambutisarea tablelor subțiri este mult mai mică în raport cu vitezele de deformare ale altor operații de presare. Astfel s-a stabilit că viteza de deformare nu poate depăși 200—300 mm/s [1]. În condiții de laborator s-au realizat ambutisări cu viteze de 100—450 mm/s pentru oțel moale [1], [2].

Presele mecanice cu manivelă mult utilizate și pentru operații de ambutisare, nu asigură condiții favorabile proceselor de deformare de acest fel dar din câteva motive lesne de dedus se preferă în locul celor hidraulice în cele mai multe cazuri.

Mecanismul bielă-manivelă care asigură mișcarea principală a presei dezvoltă la berbec o viteză a cărei variație este sinusoidală. În adevăr, din derivata spațiului străbătut de berbec, în raport cu timpul, rezultă :

$$V = r \omega \left[\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right] \quad (1)$$

$$\omega = \frac{\pi n_m}{30}$$

sau, pentru :

$$V = 0,105 r n_m \left[\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right] \quad (2)$$

în care r este raza manivelei;

- n_m — numărul de rotații la manivelă;
 α_m — unghiul corespunzător forței nominale;
 $\lambda = \frac{r}{L}$ — în care L este lungimea bielei.

Variația vitezei în funcție de unghiul manivelei este reprezentată în fig. 1. Se vede că pentru $n_m = n = \text{ct}$ viteza capătă valoarea maximă la $\alpha = \frac{\pi}{2}$ în intervalul de la PMS la PMI. Pe de altă parte operațiile de ambutisare impun începerea presării la un unghi al manivelei destul de mare — se consideră $\alpha_m = 75^\circ$ dar sînt cazuri cînd trebuie să se accepte chiar $\alpha_m = 90^\circ$ — pentru a asigura adîncimea de ambutisare necesară. Acest lucru dezavantajează procesul de presare întrucît așa cum se vede

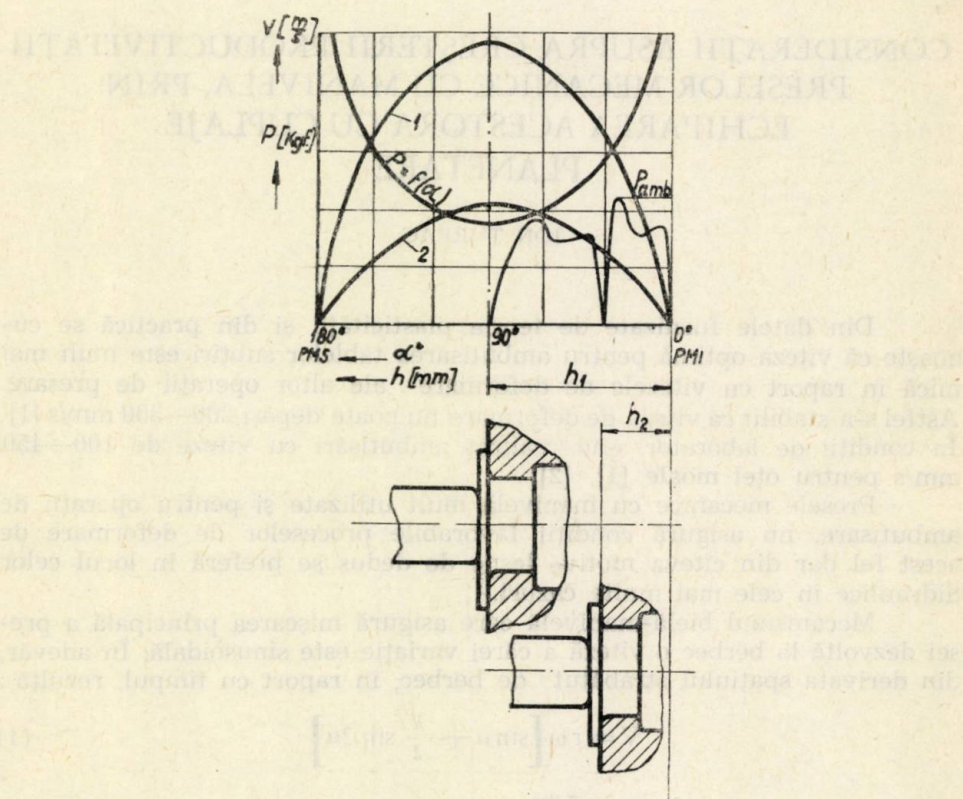


Fig. 1.

din fig. 1 realizarea contactului dintre sculă și semifabricat se face cu șoc, iar presarea se desfășoară cu o viteză mare. În afară de acestea plasarea începutului presării la astfel de unghiuri va îngreuna eliminarea semifabricatului din sculă în cazul cînd nu este împins prin aceasta sub masa

presei. Urmează, că atît cît este posibil semifabricatul să se plaseze cît mai aproape de poziția cea mai de jos a berbecului — dar acest lucru este limitat de înălțimea semifabricatului. În aceste condiții viteza de presare va fi destul de mare.

Din (2) rezultă că pentru α_m , r și λ date, viteza se poate regla în funcție de n . Tocmai acesta este parametrul asupra căruia se acționează la proiectarea preselor pentru ambutisare. Pentru obținerea unei viteze optime de deformare se adoptă număr mic de rotații la manivelă ($n_2 < n_1$ — curba 2). Astfel presele mari nu depășesc 6—8 curse duble pe minut, iar cele mici și mijlocii realizează maxim 15—20 curse duble.

Viteza berbecului trebuie limitată numai în porțiunea, din cursa de coborîre, în care se execută efectiv presarea. Mecanismul bielă-manivelă nu poate asigura o asemenea variație a vitezei; acesta dezvoltă viteze egale atît la coborîre cît și la ridicare. Din acest motiv productivitatea mașinii este limitată.

Din analiza unui ciclu de lucru a unei curse duble, rezultă că berbecul poate să aibă viteză mare în cursa de ridicare și în cea de coborîre pînă la contactul cu semifabricatul și trebuie să aibă viteza limitată la $V = V_{adm}$ în timpul presării efective.

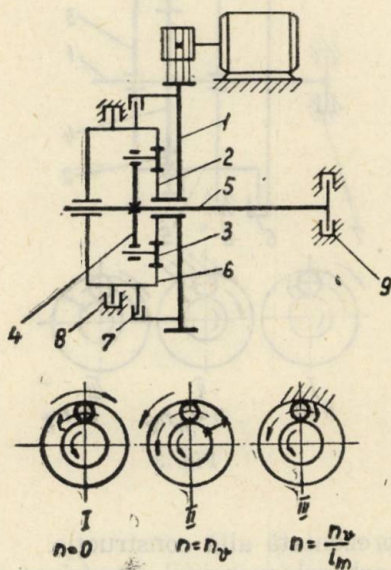


Fig. 2

Un asemenea mod de funcționare se poate asigura prin cuplaje speciale. În cele ce urmează se vor prezenta schemele cinematice a două cuplaje planetare care permit mărirea numărului de curse.

Schema din fig. 2 este compusă din trei părți : volantul 1 cu sistemul planetar central 2, roțile satelit 3 montate în cadrul 4 legat rigid de arborele conducător al transmisiei presei și construcția cu fricțiune care constă din două cuplaje, cuplajul 7 pentru viteza mare și cuplajul 8 pentru viteză mică (acesta lucrează ca o frână suplimentară). Pe arborele 5 este fixată și frâna 9.

În repaus frâna 9 este cuplată, iar cuplajele 6 și 8 decuplate. Pentru coborîre rapidă frâna 9 se decuplează, iar cuplajul 7 se cuplează (8 rămîne decuplat). Sateliții vor fi blocați și se vor roti numai în jurul arborelui 5 împreună cu volantul și roata centrală 2 cu aceeași viteză unghiulară (poz. 1). Înaintea contactului sculei cu semifabricatul se decuplează 7 și se cuplează 8 blocînd carcasa 6. În aceste condiții mișcarea la arborele principal se transmite prin sateliți și rama lor 4 fixată de aceasta (poz. II). Pentru ridicarea rapidă se decuplează 8 și se cuplează 6. (poz. III)

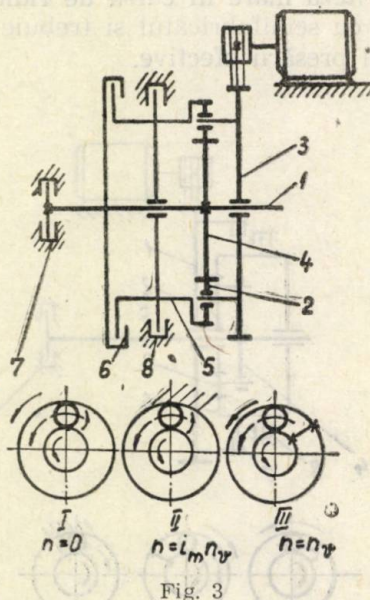


Fig. 3

În fig. 3 este prezentată altă construcție.

Pentru repaus arborele principal este frînat de frîna 7 iar cuplajele 6 și 8 sînt decuplate (poz. I). Coborîrea în gol a berbecului se face cu 7 decuplată și cu 8 cuplat (6 rămîne decuplat). Sateliții vor antrena roata 4 și arborele 1 cu viteză mare (poz. II). Viteza tehnologică se realizează cu 8 decuplat (7 rămîne decuplat) și cu 6 cuplat — cînd carcasa 5 și roata centrală 4 vor fi legate prin sateliți 2. Arborele 1 se va roti cu viteză mică (poz. III).

Considerații simple conduc la stabilirea creșterii numărului de rotații ale arborelui conducător al presei ca urmare a creșterii vitezelor corespunzătoare deplasărilor în gol ale berbecului. Fie t timpul unei curse duble — o rotație a arborelui principal și n numărul de curse.

Fie apoi t_1 și t_g timpul de lucru și cel de gol. Atunci :

$$t = t_1 + t_g \quad (3)$$

$$n_m = \frac{60}{t} [\text{rotații}] \quad (4)$$

Dacă între t_1 și t_g se admite relația :

$$C = \frac{t_1}{t_g} \quad (5)$$

atunci din (4) și (5) rezultă :

$$n_m = \frac{60}{t_g(1+C)} \quad (6)$$

Dacă viteza de coborîre în gol va crește, atunci timpul corespunzător va scădea în raport cu timpul dinainte de creștere, deci :

$$t'_g = K t_g \quad (7)$$

Numărul de rotații în aceste condiții ținînd seamă că timpul de lucru rămîne același, devine :

$$n'_m = \frac{60}{t_1 + t'_g} = \frac{60}{t_g(K+C)} \quad (8)$$

Din compararea relațiilor (6) și (8) rezultă :

$$\frac{n'_m}{n_m} = \frac{1+C}{K+C} \quad (9)$$

sau

$$n'_m = n_m \frac{1+C}{C+K} \quad (10)$$

Se analizează cazurile $\alpha_m = 90^\circ$ și $\alpha_m = 75^\circ$ frecvent întîlnite la ambutisări, în ipoteza dublării valorii vitezelor de mers în gol.

Cazul $\alpha_m = 90^\circ$

$$C = \frac{t_1}{t_g} \approx \frac{90}{270} = 0,3$$

$$K = 0,5$$

$$n'_m = n_m \frac{1+0,3}{0,5+0,3} = 1,62 n_m$$

Cazul $\alpha_m = 75^\circ$

$$C = \frac{t_1}{t_g} \approx \frac{65}{285} \approx 0,25$$

$$n'_m = n_{m,0,5 + 0,25} = 1,67 n_m$$

Se constată că numărul de turații ale arborelui principal a crescut în primul caz cu 62% iar în cel de-al doilea cu 67%.

Резюме

В работе описываются две кинематические схемы мефт, позволяющие повыше-
ния числа оборотов в листовых механических пресс.

Bibliografie

1. V. ROVINSKI : *Mechaniceschje presi*, Moskva — 1968.
2. A. MÄKELT : *Die mechanischen Pressen*, Karl V München 1962.
3. GH. ZAMFIR : *Prese cu excentric E. T.*, București 1965.
4. A. MANIU : *Utilaje pentru deformări plastice E. T.*, București 1961.

27 ianuarie 1970

DETERMINAREA INTENSITĂȚII DINTRE PROGRESUL TEHNIC, CALIFICAREA MUNCITORILOR ȘI PRODUCTIVITATEA MUNCII

ION OPREI

Făurirea unei economii moderne, dinamice, este indisolubil legată de promovarea cu consecvență a progresului tehnic în toate compartimentele productive. Introducerea progresului tehnic atrage după sine modificări substanțiale atât asupra factorilor materiali ai producției cât și asupra factorilor săi subiectivi. În acest sens conducerea eficientă a procesului de producție presupune cunoașterea prealabilă a tuturor legăturilor și influențelor care se formează între diferiți factori ai producției. Lucrarea de față își propune tocmai de a determina intensitatea legăturilor ce se formează în dezvoltarea producției industriale între progresul tehnic, calificarea muncitorilor și productivitatea muncii pe baza corelației multiple.

Determinarea corelației dintre cei trei factori s-a făcut pe baza analizei situației existente în două perioade distincte din dezvoltarea secției de turnătorie a Uzinei de autocamioane Brașov.

Realizarea unor camioane cu performanțe superioare a impus modernizarea continuă a bazei materiale a uzinei de autocamioane în toate sectoarele și pe toate fazele de fabricație. Ca urmare și în cadrul secției de turnătorie a fost asimilat un nou procedeu modern de fabricație (turnare) pentru piesele de mare complexitate (chiulasă și colector admisie) care să satisfacă atât indicii de calitate cât și indicii de productivitate.

Introducerea acestui procedeu modern a atras după sine o serie de modificări în structura pe categorii a lucrătorilor, în reducerea considerabilă a procentului de rebuturi cât și în creșterea productivității muncii lor. Pe baza acestuia s-a asigurat un ritm relativ constant al producției sectorului creindu-se o corespondență mai bună între diferitele sectoare ale întreprinderii.

În stabilirea corelației mai sus-amintite, s-a urmărit evoluția a trei indicatori ; gradul de mecanizare a lucrărilor pe cele două repere înainte și după introducerea noului procedeu, categoria medie de încadrare și productivitatea muncii.

Iată situația pe cele două repere :

Repere	Perioada	Gradul de me- canizare (x)	Număr muncitori								Categorie me- die de încad- rare (y)	W piese om/8 ore (z) om	
			Total (t)	Pe categorii de calificare									
				II	III	IV	V	VI	VII	VIII			
Corp chiulasă	Pînă la 1.X.1965	48	28	—	5	3	14	2	4	—	4,89	3,57	
	După 1.X.1965	93	16	—	1	2	8	2	2	1	5,31	5,12	
Colector admisie	Pînă la 1.X.1965	32,9	15	—	1	4	8	1	1	—	4,80	2,4	
	După 1.X.1965	89	14	—	—	5	6	2	1	—	4,92	4,8	

După cum se observă din tabel, introducerea noii linii de formare a miezurilor și formelor a dus la modificări substanțiale în categoria medie de încadrare a muncitorilor, ca urmare atât a reducerii numărului acestora cît și a trecerii spre categoriile mai superioare. Astfel la reperul corp chiulasă ponderea muncitorilor din categoriile inferioare (III-IV) scade de la 28% pînă la 1.X.1965 la 16% după această dată, crescînd în mod corespunzător ponderea muncitorilor din categorii superioare (VI-VIII). După cum se observă, la reperul colector admisie nu mai lucrează muncitori cu categoria III, crescînd cu un muncitor numărul celor încadrați în categoria IV-a și a VI-a. Rezultat al creșterii gradului de mecanizare a acestor lucrări și a creșterii gradului de calificare, productivitatea muncii a crescut în cadrul reperului corp chiulasă cu 43 la sută, iar la reperul colector admisie cu 100 la sută.

Pentru a stabili corelațiile dintre cei trei parametri, gradul de mecanizare (x), categoria medie de încadrare (y) și productivitatea muncii (z), trebuie să calculăm în prealabil momentele de ordinul I și II, momentele mixte de ordinul III, momentele centrate de ordinul II (dispersii) cît și a momentelor mixte centrate de ordinul II (covariante).

În acest scop ne folosim de următoarele relații : *

$$M_1(x), m_1 = \sum_{i=1}^n x_i f_i$$

$$M_{11}(x) = \sum_{i=1}^n x^2 f_i$$

*) Gh. Mihoc și V. Urseanu, Matematici aplicate în statistică, Editura Academiei R.S.R., 1962, p. 245—287.

$$M_{12} = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m x_i y_j f_{ij}$$

$$m_{11} = M[(x - M_1(x))^2] = \sum (x_i - m_1)^2 f_i = M_{11} - m_1^2$$

$$m_{12} = M\{[x - M_1(x)][\bar{y} - M_1(\bar{y})]\} = \sum_{i=1}^n \sum_{j=\Delta}^m \{[x_i - M_1(x)][\bar{y}_j - M_1(\bar{y}_j)]\} f_{ij} =$$

$$= M_{12} - m_1 m_2$$

Acste formule sînt date pe baza parametrului x , pentru $\bar{y}$ și z , prin înlocuire vom obține formulele pentru calcul. Pentru a deosebi mai ușor parametrii în calculul momentelor, notăm pe x cu 1 pe $\bar{y}$ cu 2 și pe z cu 3.

În baza acestora rezultatul calculului momentelor este redat în tabelul următor :

Reper	Momentel: de ordinul I	Momentele de ordinul II	Momentele mixte de ordinul III	Momentele centrate de ordinul II (dispersii)	Momentele centrate mixte de ordinul II (covariante)
Corp chiulasă	$M_1 = 64,36$	$M_{11} = 4621,5$	$M_{12} = 328,94$	$m_{11} = 479,3$	$m_{12} = 4,37$
	$M_2 = 5,04$	$M_{22} = 25,452$	$M_{13} = 282,196$	$m_{22} = 0,051$	$m_{13} = 16,20$
	$M_3 = 4,133$	$M_{33} = 17,639$	$M_{23} = 21,295$	$m_{33} = 0,553$	$m_{23} = 0,51$
Colector admisie	$M_1 = 59,98$	$M_{11} = 4383,79$	$M_{12} = 293,013$	$m_{11} = 786,19$	$m_{12} = 1,511$
	$M_2 = 4,857$	$M_{22} = 23,593$	$M_{13} = 247,07$	$m_{22} = 0,003$	$m_{13} = 33,66$
	$M_3 = 3,558$	$M_{33} = 14,102$	$M_{23} = 17,346$	$m_{33} = 1,443$	$m_{23} = 0,062$

Coeficientul de corelație între parametrii enunțați se vor calcula pe baza relațiilor :

$$r_{12} = \frac{m_{12}}{\sqrt{m_{11} m_{22}}}$$

$$r_{13} = \frac{m_{13}}{\sqrt{m_{11} m_{33}}}$$

$$r_{23} = \frac{m_{23}}{\sqrt{m_{22} m_{33}}}$$

Înlocuind vom obține pentru reperul corp chiulasă următoarele corelații :

$$r_{xy} = 0,97$$

$$r_{xz} = 0,99$$

$$r_{yz} = 0,964$$

Și respectiv pentru colector admisie :

$$r_{xy} = 0,986$$

$$r_{xz} = 0,932$$

$$r_{yz} = 0,953$$

După cum se observă, există o corelație strînsă între cei trei indicatori luați în calcul. În primul rînd se observă o corelație foarte strînsă între gradul de mecanizare a lucrărilor și categoria medie de încadrare a lucrătorilor, care la primul reper este de 0,97 iar al doilea reper de 0,986, deci o corelație care se apropie foarte mult de valoarea ei maximă care este 1. Categoria medie de încadrare reflectă prin conținutul său deplasările structurale care au avut loc în cadrul categoriilor, trecerea în special a unor lucrători de la categoriile inferioare spre categoriile superioare, cît și creșterea ponderii numărului de muncitori în cadrul unor categorii superioare în totalul muncitorilor. Categoria medie de încadrare

a fost calculată pe baza mediei aritmetice ponderate, adică $\bar{y} = \frac{\sum x_i f_i}{\sum f_i}$, reflectînd în acest fel modificările survenite în structura muncitorilor pe categorii, putînd fi luată ca indicator care reflectă gradul de calificare. O corelație foarte strînsă se observă de asemenea între gradul de mecanizare a lucrărilor și productivitatea muncii, care la primul reper este de 0,99, deci se apropie foarte mult de valoarea maximă, scăzînd într-o anumită proporție la reperul doi (0,932), ca urmare a unui grad mai mic de mecanizare de 89% față de 93% în cadrul primului reper. Pe baza acestor constatări ne putem da seama de corelația strînsă care există între progresul tehnic și productivitatea muncii, ca relație cauză-efect.

În strînsă dependență de progresul tehnic, se observă o corelație strînsă între categoria medie de încadrare a muncitorilor, care reflectă în anumite limite gradul de calificare al lucrătorilor și productivitatea muncii. În cadrul primului reper această corelație atinge valoarea de 0,964 iar la cel de-al doilea reper de 0,953.

Diferența dintre aceste două mărimi de intensitate se datorește printre altele și diferenței privind calificarea muncitorilor în cadrul celor două grupe de repere. În cadrul primului reper, categoria medie de încadrare crește de la 4,89 la 5,31, pe cînd la cel de-al doilea reper, categoria medie de încadrare crește de la 4,80 la numai 4,92.

Introducerea progresului tehnic se manifestă nu numai prin intermediul rezultatelor practice imediate, adică sporirea cantității de produs pe unitatea de timp. Pe lîngă modificările de structură în ceea ce privește calificarea muncitorilor, progresul tehnic atrage după sine și



modificări în sistemul diviziunii muncii lucrătorilor în cadrul colectivului, al îmbunătățirii formelor de organizare a producției și a muncii, a condițiilor de lucru ale muncitorilor.

Atît formele de organizare a muncii cît și condițiile de lucru s-au îmbunătățit în mod substanțial. Muncitorii nu mai execută în cadrul noii variante o serie de operații care anterior se executau manual, sau semi-mecanizat în condiții deosebite, ca de exemplu prepararea și amestecarea miezurilor, vopsirea, transportul lor etc. Lucrătorii execută acum aceste operații mecanizat. Prepararea și împușcarea amestecurilor, asamblarea miezurilor și a formelor etc. nu mai sînt operații cu condiții deosebit de grele, ele executîndu-se acum mecanizat.

Corelația dintre gradul de perfecționare a tehnicii producției și nivelul de calificare a forței de muncă trebuie înțeleasă nu numai în sensul că dezvoltarea tehnicii impune în mod necesar schimbări în gradul de pregătire, în deprinderile și experiența de producție a celor ce muncesc, ci și în sensul că ridicarea calificării, la rîndul ei, devine un factor pentru dezvoltarea și perfecționarea mai departe a tehnicii, influențînd prin aceasta, asupra sporirii productivității muncii și a producției industriale.

Pe baza analizei efectuate se poate afirma că între progresul tehnic, calificarea muncitorilor și productivitatea muncii există o corelație foarte strînsă. Această corelație se manifestă în primul rînd prin influența progresului tehnic pe care o are asupra volumului și structurii forței de muncă în cadrul unor condiții determinate, iar al doilea rînd, pe baza acestor modificări, influența ambelor asupra productivității muncii. Productivitatea muncii, ca efect — exprimă în fapt eficiența noului raport care s-a stabilit între cei doi factori ai producției, în condițiile promovării progresului tehnic.

R é s u m é

Etant donné l'influence croissante du progrès technique sur les facteurs matériels et humains de la production sociale, l'ouvrage se propose de mettre en relief l'intensité des relations qui existent entre le progrès technique, la qualification des ouvriers et la productivité du travail à partir de l'analyse du processus de modernisation de la section fonderie de l'Usine d'autocamions de Braşov.

20 ianuarie 1970.

modificări în sistemul diviziunii muncii lucrătorilor în cadrul colectivului
în al îndrumării formelor de organizare a producției și a muncii a
condițiilor de lucru ale muncitorilor.

Alte forme de organizare a muncii și condițiile de lucru s-au
îmbunătățit în mod substanțial. Muncitorii au mai executat în cadrul noii
variantă o serie de operații care anterior se executau manual sau semi-
mecanizat în condiții deosebite ca de exemplu pregătirea și amestecarea
amestecului, vopselelor, vopselelor, etc. Lucrătorii execută acum unele
operații mecanizate. Treburile și îngrijirile amestecurilor, amestecarea
amestecului și a vopselelor, etc. au mai rămas operații cu condiții deosebite
de grele, ele executându-se acum mecanizat.

Corectarea dintre gradul de perfecționare a tehnicii producției și ni-
velele de calificare a forței de muncă trebuie înțelesă nu numai în sensul
că dezvoltarea tehnicii trebuie în mod necesar schimbată în gradul de
pregătire în domeniile și expunerea de producție a celor ce muncesc
ci și în sensul că trebuie să fie în măsură să dea un factor pec-
tor de dezvoltare și perfecționare înalți de către a tehnicii, înțelegând prin
aceasta asigurarea productivității muncii și a productivității industriale.

Pe baza analizei efectuate se poate afirma că între condițiile teh-
nice și condițiile muncii există o relație de cauză și efect. O dezvoltare
tehnico-stiințifică necesită o dezvoltare umană și o dezvoltare
profesională tehnică pe care o are asigurată volumul și structura forței de
muncii în cadrul unor condiții determinate, iar al doilea rând, pe baza
condițiilor tehnice, înțelegându-se asigurarea productivității muncii. Tre-
buim să înțelegem că efectul — exprimă în fapt eficiența muncii raport
care s-a stabilit între cei doi factori ai producției în condițiile progre-
sului progresului tehnic.

R E Z U L T A T E

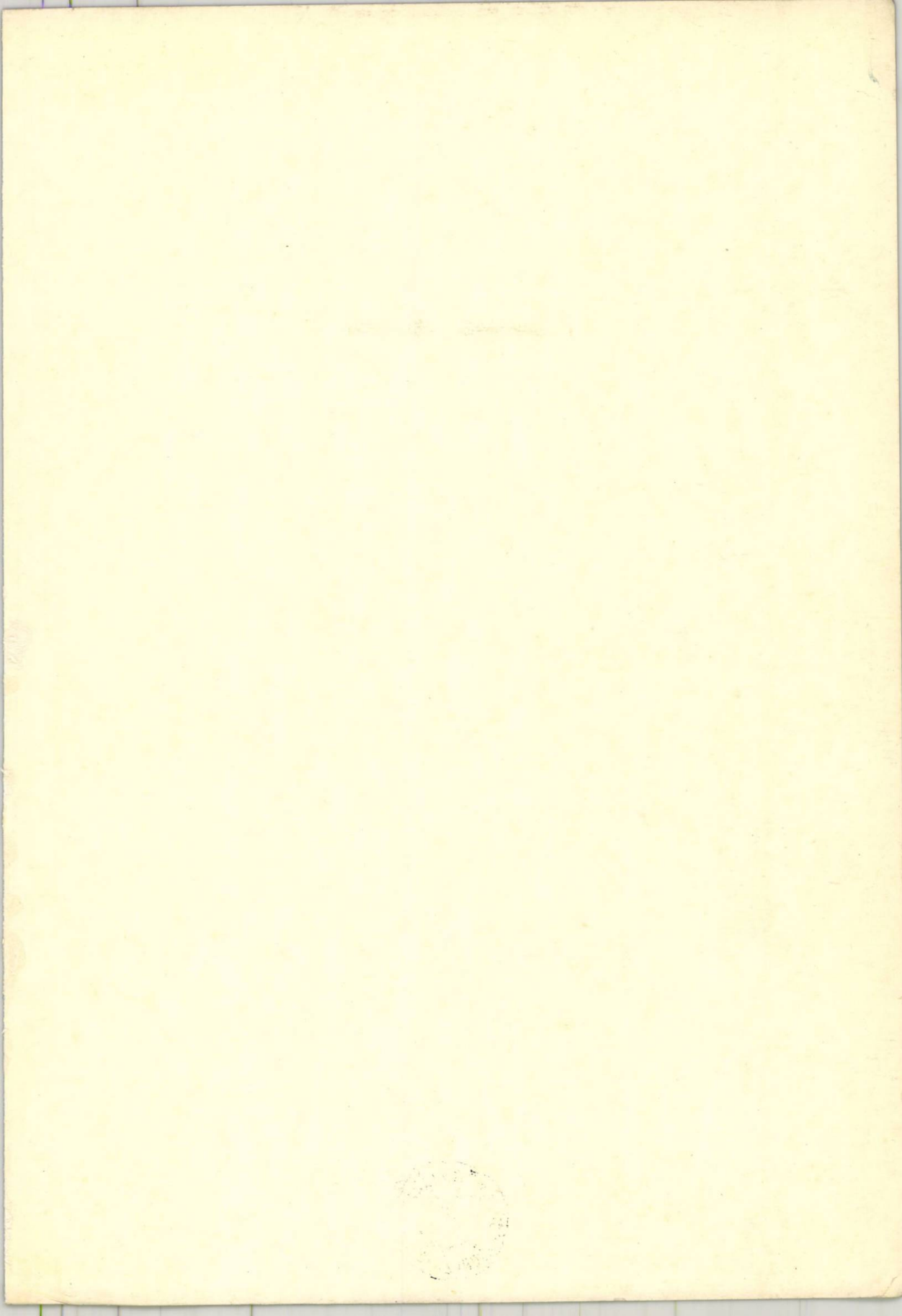
În urma lucrărilor efectuate în cadrul proiectului de cercetare științifică
în domeniul tehnicii și al producției sociale, lucrările se prezintă de față
în forma prezentată. În urma lucrărilor efectuate au fost realizate în
domeniul tehnicii și al producției sociale, lucrările se prezintă de față
în forma prezentată. În urma lucrărilor efectuate au fost realizate în
domeniul tehnicii și al producției sociale, lucrările se prezintă de față
în forma prezentată.

Tehnoredactarea: CIPRIAN TOMȘA
Corectura: ȘT. OLARU, V. RADU

Dat la cules: 5.V.1970. Bun de tipar: 28.VIII.1970.
Apărut: 1970. Hirtie velină de 80 g/m². Format:
16/70×100. Coli editoriale: 49,5. Coli tipar: 28½ +
10 planșe + 208 pagini anexe.

Tiparul executat la Întreprinderea poligrafică Brașov,
sub comanda nr. 1064





1973 JAN 10

40.819